

Universidade de Brasília – UnB

Faculdade UnB Gama – FGA

Engenharia de Energia

**Simulação numérica das curvas características de Altura
Manométrica, Rendimento e NPSH de bombas centrífugas**

Autor: Gabriela de Godoi Saldanha Nunes

Orientador: Prof. Dr. Jhon Nero Vaz Goulart

Brasília, DF

2020



Gabriela de Godoi Saldanha Nunes

**Simulação numérica das curvas características de Altura Manométrica,
Rendimento e NPSH de bombas centrífugas**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia de Energia da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Universidade de Brasília – UnB

Faculdade UnB Gama – FGA

Orientador: Prof. Dr. Jhon Nero Vaz Goulart

Gabriela de Godoi Saldanha Nunes

**Simulação numérica das curvas características de Altura
Manométrica, Rendimento e NPSH de bombas centrífugas**

Monografia submetida ao curso de
graduação em Engenharia de Energia da
Universidade de Brasília, como requisito
parcial para obtenção do Título de
Bacharel em Engenharia de Energia.

Prof. Dr. Jhon Nero Vaz Goulart
Orientador

Prof. Dr. Felipe Chagas Storti
Convidado 1

Prof. Msc. Tiago de Melo
Convidado 2

Agradecimentos

Este trabalho é fruto de uma jornada na Universidade de Brasília, por onde me descobri engenheira e uma profissional de engenharia de energia, sendo significativos os conhecimentos, aprendizados e amigos adquiridos em meu longo período na Empresa Júnior Matriz Engenharia de Energia.

Agradeço em especial à minha mãe, Verônica, meu pai, Edivaldo, e meus irmãos, Eduardo e Filipe, por me proporcionarem toda a base estrutural e emocional em minha graduação. Agradeço imensamente a meu namorado, Samuel, por todo o companheirismo e entrega em todas as noites em claro, a paciência, persistência e incentivo aplicados diariamente para conclusão deste trabalho.

Agradeço ao Grupo de Mecânica Experimental e Computacional (GMEC) pela oportunidade de participação e desenvolvimento de pesquisa. Agradeço ao professor Jhon Goulart pela perseverança, apoio e excelente orientação no projeto. Agradeço à professora Carla Anflor pelo apoio e particularmente agradeço ao, hoje, mestre e professor Thiago Gomes, que me ensinou muito e foi um grande conselheiro.

Agradeço meus amigos de graduação e empresa Júnior Francisco, Kilmer, Pedro, Rafael e Thiago por toda a parceria em toda essa jornada e agradeço a todos que de alguma maneira contribuíram para o desenvolvimento deste projeto.

Resumo

Neste trabalho são realizadas simulações numéricas das curvas características de duas bombas centrífugas. Para tanto, *software Ansys CFX* foi utilizado. Em ambos os domínios computacionais simulações utilizando escoamento monofásico e bifásico foram realizadas. O principal objetivo do trabalho foi simular as curvas de projeto e NPSH de ambas as máquinas, bem como, observar a influência do aumento da velocidade de rotação na incidência do fenômeno de cavitação. Em ambas as simulações o modelo de turbulência utilizado foi o modelo $k-\omega$ SST e a discretização matemática do problema foi feita com base no método dos volumes finitos - MVF. As simulações monofásicas foram realizadas para ambas as máquinas em diferentes rotações variando de 1250 rpm até 4500 rpm. Nas simulações das curvas de altura manométrica e rendimento utilizou-se como condições de contorno a imposição de fluxo mássico na entrada da máquina e prescrição de velocidade relativa nula nas paredes do domínio. Na simulação bifásica, foram utilizados como fluidos de trabalho, água em seu estado líquido e de vapor, com título na entrada de 100% e 0% respectivamente. Nessas o fluxo mássico imposto na entrada da máquina foi aquele considerado ótimo na simulação monofásica. As simulações monofásicas mostraram que as curvas de projeto têm decrescimento com o aumento da vazão imposta na entrada da máquina, tal como esperado pela literatura. Possuem pontos ótimos de projeto (Q_{projeto} , H_{projeto}), que se deslocam de forma proporcional com o aumento da velocidade de rotação do rotor. Quanto às simulações bifásicas, essas mostraram que existe um ponto de onde percebe-se o contínuo decaimento do rendimento da máquina com a diminuição da energia disponível na entrada da mesma ($NPSH_{\text{disponível}}$). Esse ponto é delimitado por uma quantidade de energia chamada $NPSH_{\text{crítico}}$, que delimita a queda de 3% no rendimento da máquina e o início do processo de formação de vapor no interior da máquina. Tentativas de relacionar a energia crítica ($NPSH_{\text{crítico}}$) com as características fundamentais da máquina foram feitas para ambos os domínios computacionais. Apesar de um certo espalhamento dos dados, as soluções propostas atenderam a predição do valor da energia crítica como função do número de rotações específica de cada máquina.

Palavras Chave: simulação numérica, curvas características, escoamento multifásico, bomba centrifuga, cavitação, NPSH.

Abstract

In this work, numerical simulations are performed on the characteristic curves of two centrifugal pumps. For this, Ansys CFX software was used. In both computational domains, simulations using single-phase and two-phase flow were performed. The main objective of the work was to simulate the design and NPSH curves of both machines, as well as to observe the influence of the increase in the rotation speed on the incidence of the cavitation phenomenon. In both simulations the turbulence model used was the $k-\omega$ SST model and the mathematical discretization of the problem was based on the finite volume method - MVF. Single-phase simulations were performed for both machines at different speeds ranging from 1250 rpm to 4500 rpm. In the simulations of the head and yield curves, the imposition of mass flow at the entrance of the machine and prescription of zero relative speed on the domain walls were used as boundary conditions. In the biphasic simulation, water in its liquid and vapor state were used as working fluids, with a 100% and 0% inlet title, respectively. In these, the mass flow imposed at the entrance of the machine was the one considered excellent in the single-phase simulation. The single-phase simulations showed that the design curves decrease with the increase in the flow imposed on the machine entrance, as expected by the literature. They have optimal design points (Q_{project} , H_{project}), which moves proportionally with the increase in the rotor rotation speed. As for the biphasic simulations, these showed that there is a point from which one can perceive the continuous decay of the machine's performance with the decrease of the available energy at the entrance of the same ($NPSH_{\text{available}}$). This point is delimited by an amount of energy called critical NPSH, which limits the 3% drop in the machine's performance and the beginning of the steam formation process inside the machine. Attempts to relate the critical energy ($NPSH_{\text{critical}}$) with the fundamental characteristics of the machine were made for both computational domains. Despite a certain spread of the data, the proposed solutions met the prediction of the critical energy value as a function of the specific speed of each machine.

Keywords: numerical simulation, characteristic curves, multiphase flow, centrifugal pump, cavitation, NPSH.

Lista de ilustrações

Figura 1. Classificação de máquinas de fluido (adaptado de Macintyre, 1997)	4
Figura 2. Curva característica de uma bomba (Alé, 2011)	5
Figura 3. Curva de aplicação de bombas (Henn, 2006).....	6
Figura 4. Curva de aplicação de turbinas hidráulicas (Henn, 2006)	6
Figura 5. Distribuição de pressão no rotor (Bezerra, 2018).....	9
Figura 6. Curva característica de cavitação (adaptado de Schiavello e Visser, 2009)	11
Figura 7. Coeficiente de cavitação em função da velocidade específica n_s (adaptado de Silva et. al., 2002)	12
Figura 8. Erosão tipicamente causada pela cavitação (Schiavello e Visser, 2009).....	12
Figura 9. Efeito termodinâmico na cavitação (adaptado de Schiavello e Visser, 2009).....	13
Figura 10. Distribuição de pressão no rotor (adaptado de Ding et. al., 2019)	14
Figura 11. Curva de performance teórica e experimental (adaptado de Bakir et. al., 2004).....	15
Figura 12. Cavitação real e simulada (adaptado de Bakir et. al., 2004)	16
Figura 13. Comportamento da velocidade em um rotor (adaptado de Çengel e Cimbala, 2007)	19
Figura 14. Identificação dos triângulos de velocidade no rotor (Biazussi, 2014).....	22
Figura 15. Triângulo de velocidade genérico (autor, 2020).....	22
Figura 16. Curva teórica de altura de elevação por vazão (autor)	24
Figura 17. curva real parcial (adaptado de Henn, 2006).....	25
Figura 18. Curva característica de bombas (adaptado de Silva, 2013)	25
Figura 19. Rotor completo. À esquerda a vista isométrica. À direita a vista frontal (autor)	34
Figura 20. 1/5 do rotor. À esquerda a vista isométrica. À direita a vista frontal (autor)	34
Figura 21. E) Região de entrada. F) Região de saída (autor).....	35
Figura 22. Faces com condição de contorno de periodicidade rotacional (autor).....	36
Figura 23. Desenho técnico bomba centrífuga SCX1 (Somar, 2005).....	37
Figura 24. Molde para rotor SCX1. Vista superior, lateral e inferior (autor)	37
Figura 25. Geometria 3D. Vista lateral (autor).....	38
Figura 26. Vista lateral do rotor. Acima sólido e abaixo com transparência 50% (autor)	38
Figura 27. À esquerda visão isométrica sólida e à direita vista frontal com transparência 50% (autor)	38
Figura 28. Domínio de escoamento do fluido (autor).....	40
Figura 29. 1/6 rotor. À esquerda a vista isométrica. À direita a vista frontal (autor)	40
Figura 30. Curva de convergência de malha (autor).....	42
Figura 31. Malha desenvolvida sob 1/6 do rotor (autor)	43
Figura 32. Foco na malha aplicada na região da pá superior (autor)	43
Figura 33. Curvas de projeto da máquina pré-existente em 1250rpm	45
Figura 34. Curvas de projeto da máquina pré-existente em 1500rpm	45
Figura 35. Curvas de projeto da máquina pré-existente em 2000rpm	46
Figura 36. À esquerda a curva para máquina simulada. À direita curva a partir dos dados do fabricante. Ambas à 1500 rpm.	47
Figura 37. Comparação entre curvas de altura manométrica.....	48
Figura 38. Decaimento do $NPSH_{requerido}$ para diferentes rotações para domínio pré-existente	49
Figura 39. Presença de vapor em função da pressão de saída	50
Figura 40. Curva de projeto da máquina SCX1. a) rotação de 3450rpm. (b) rotação de 4500rpm.....	51
Figura 41. Decaimento do $NPSH_{requerido}$ para diferentes rotações para domínio SCX1	52
Figura 42. Comportamento do n_s das máquinas simuladas em função do σ (adaptado de Silva et. al., 2002).....	54
Figura 43. Curva de tendência n_s	55

Lista de tabelas

Tabela 1. Coeficiente para diferentes bombas.	10
Tabela 2. Características do rotor pré-existente	34
Tabela 3. Características do rotor SCX1	39
Tabela 4. Esforço computacional por malha	42
Tabela 5. Resultados numéricos para constante c para o domínio pré-existente	53

Lista de abreviaturas, siglas e símbolos

b	Espessura de pá [m]
D	Diâmetro do rotor [m]
g	Gravidade [m/s ²]
h	Entalpia [J]
$H_{\text{manométrica}}$	Altura manométrica [m]
k	Elasticidade volumétrica
n	Velocidade de Rotação [rpm]
$NPSH$	<i>Net Positive Suction Head</i> [m]
nq	Velocidade específica
P	Pressão [Pa]
Q	Vazão [m ³ /s]
r	Raio do rotor [m]
T_{eixo}	Torque exercido pelas forças externas [Nm]
U	Velocidade tangencial ao rotor [m/s]
u	Energia interna
V_n	Componente de velocidade na vazão [m/s]
V_t	Componente de velocidade no torque [m/s]
α	Ângulo de incidência do fluido [°]
β	Ângulo de pá [°]
ε	Rugosidade
η	Rendimento
μ	Viscosidade absoluta
ρ	Densidade [kg/m ³]
σ	Coefficiente de cavitação
τ	Força de atrito
ω	Velocidade angular [rad/s]
\dot{m}	Fluxo mássico [kg/s]
δ_{ij}	Delta de Kronecker
\dot{W}	Potência de eixo [W]

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	OBJETIVO GERAL	2
1.1.1	Objetivos específicos	2
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1	PERDAS	7
2.2	CAVITAÇÃO	8
2.3	NPSH.....	10
2.4	INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DE PROJETO NA FORMAÇÃO DE CAVITAÇÃO.	11
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
3.1	BALANÇO DE MASSA	17
3.2	QUANTIDADE DE MOVIMENTO.....	18
3.3	MOMENTO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO	18
3.4	BALANÇO DE ENERGIA.....	20
3.5	TRIÂNGULO DE VELOCIDADE	21
3.6	RENDIMENTO	25
3.7	MÁQUINAS SEMELHANTES	26
3.8	TURBULÊNCIA	27
3.8.1	Decomposição de Reynolds aplicada às equações de massa e momento.....	27
3.8.2	Modelagem da turbulência	30
3.9	MODELAGEM DA CAVITAÇÃO	31
4	SIMULAÇÃO NUMÉRICA	33
4.1	MÓDULO 1 - GEOMETRIA PRÉ-EXISTENTE	33
4.1.1	Características do rotor	33
4.1.2	Condições de contorno	35
4.2	MÓDULO 2 - GEOMETRIA SCX1	37
4.2.1	Características do rotor	37
4.2.2	Condições de contorno	40
4.2.3	Construção da malha	41
5	RESULTADOS.....	44
5.1	CURVAS CARACTERÍSTICAS DE ANÁLISE MONOFÁSICA	44
5.2	CURVAS CARACTERÍSTICAS DE $NPSH_{requerido}$ – ANÁLISE BIFÁSICA	48
5.3	FATOR DE THOMA (σ)	52
6	CONCLUSÃO	56

1 INTRODUÇÃO

Um sistema mecânico capaz de transferir energia de trabalho de eixo para um fluido sob forma de energia de pressão e cinética, e que também é capaz de receber energia potencial, cinética e de pressão de um fluido para transformar em energia mecânica, é denominada máquina de fluido (Çengel e Boles, 2006). Suas aplicações estão presentes nos mais diversos setores. Essas máquinas são responsáveis pela extração de petróleo, pelo bombeamento de água para refrigerar reatores nucleares, pela irrigação no setor agrícola, pelo simples abastecimento de prédios e residências, entre outras aplicações (Cipolla et. al., 2011).

Nas atividades descritas é desejável operar sob a maior eficiência e com o menor índice de problemas estruturais, a fim de garantir o funcionamento aceitável da produção à baixos custos. As máquinas hidráulicas possuem uma faixa de vazão e altura manométrica admissível de operação, no entanto, em apenas um ponto é possível alcançar o rendimento máximo do equipamento. Essa posição é denominada ponto de projeto e os gráficos de faixa de operação são denominados curvas de projeto ou curvas características (Henn, 2006).

Bombas centrífugas podem operar fora de seu ponto ótimo de projeto por diversos motivos, como por exemplo pelo uso de ângulos de pá inferior ao ideal, operação em rotações diferentes ao recomendado, variação na temperatura do fluido de trabalho, entre outros (Ding et. al., 2019). Em todos os casos, a pressão de entrada do rotor, que já é inferior a pressão de saída, geralmente é ainda mais comprometida. Em casos em que a pressão de entrada é tão baixa quanto a pressão de vapor do fluido para dada temperatura, é comum encontrar o fenômeno de cavitação instalado (Canavelis, 1967). A cavitação ocorre em regiões de baixa pressão, onde é propício o desprendimento de vapor do fluido em formato de bolhas, as quais se romperão quando de encontro à uma região de maior pressão.

Jeanty et. al. (2009), descrevem que o acúmulo de vapor no interior da máquina, reduz drasticamente sua eficiência e a capacidade de elevação do fluido. Esse fator é um dos grandes problemas da cavitação, podendo acarretar em danos mecânicos, como erosão do rotor pelo impacto da onda de energia no rompimento das bolhas, gerar ruídos e aumentar a vibração da bomba, a qual pode afetar sua integridade estrutural.

O uso das técnicas de modelagem fluidodinâmica computacional – CFD permite realizar estudos que envolvem as mais diversas áreas. A análise experimental de sistemas de bombas centrífugas envolvem diversos aparatos, os quais, nem sempre são acessíveis para pesquisas. Com o desenvolvimento das ferramentas computacionais e da capacidade de processamento, é possível realizar essas análises, otimizando tempo e custos, facilitando o

desenvolvimento dos estudos. Vale salientar a confiabilidade dos resultados e sua assertividade ao gerar previsões, quando respeitados os critérios de discretização (Bezerra, 2018).

Tendo em vista os pressupostos apresentados, esse estudo busca com auxílio da modelagem computacional, realizar simulações numéricas variando diversos fatores do escoamento para conhecer a curva de operação de duas máquinas e avaliar de forma qualitativa a influência desses fatores, bem como a possibilidade de prever as condições do escoamento que alteram seu funcionamento ideal.

1.1 OBJETIVO GERAL

O trabalho tem como objetivo simular numericamente, com auxílio do *software Ansys CFX 13*, bombas centrífugas sob o regime de escoamento monofásico e bifásico, com intuito de obter as curvas de projetos e de NPSH para diferentes velocidades de rotação, avaliando a influência desse fator no surgimento do fenômeno de cavitação.

1.1.1 Objetivos específicos

- Obter o comportamento das curvas de altura manométrica e rendimento para um problema monofásico e curvas de NPSH, sob um escoamento bifásico, a partir de uma geometria pré-existente, fornecida pelo *Ansys* em Workshop de Cavitação, sob diferentes rotações;
- Analisar a influência da velocidade de rotação do impelidor nas curvas de projeto;
- Avaliar a influência da velocidade de rotação nas curvas de NPSH e determinar os pontos de cavitação;
- Obter e comparar as curvas de projeto da máquina SCX1 com as fornecidas pelo fabricante Somar;
- Avaliar o início da cavitação para as máquinas numericamente simuladas e comparar os resultados àqueles disponíveis na literatura.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Máquinas de fluido são trocadores de energia entre um sistema mecânico e um fluido. A energia mecânica é transferida ao fluido de forma a aumentar seu estado energético tais como em ventiladores, que quando o ar ao passar pela máquina tem seu estado energético acrescido (Barbaresco, 2011). Quando na direção inversa, a energia do fluido é transformada em energia mecânica, como em turbinas hidráulicas e eólicas onde o escoamento da água em suas pás gira o eixo central e transmite essa rotação para engrenagens disponibilizando um torque e rotação de ponta de eixo (Grah et. al., 2012). Dessa forma esses equipamentos são vastamente explorados e utilizados desde ambientes urbanos e rurais à ambientes de exploração de petróleo e torres de resfriamento empregando alta tecnologia.

Çengel e Cimbala (2007) classificam essas máquinas em dois grandes grupos. O primeiro é denominado máquinas de deslocamento positivo, onde o fluido é confinado e sofre com a variação de pressão advinda da variação de volume do receptáculo, como por exemplo, em cilindros de motores a combustão (Lima, 2015). O segundo grupo são as máquinas de fluxo, na qual o fluido tem fluxo constante e a conversão de energia se dá de forma dinâmica, como em ventiladores, turbinas e bombas centrífugas (Pfleiderer, 1979).

Máquinas de fluxo, podem alterar a propriedade de massa específica, em função disso, elas podem ser subdividas em máquinas hidráulicas e máquinas térmicas. Desta forma, quando ocorre a passagem de fluido pela máquina e sua propriedade se mantém inalterada, normalmente se trata de uma máquina hidráulica, como no caso de ventiladores, bombas e turbinas. Quando ocorre o contrário, e sua propriedade passa por uma variação, esta é definida máquina térmica, como ocorre em turbinas a gás e turbinas a vapor, por exemplo. (Macintyre, 1997). Ainda existem várias outras formas de classificação, no entanto, Henn (2006) define essas máquinas sob três outros critérios: a) direção de conversão de energia; b) forma dos canais entre as pás do rotor e, c) trajetória do fluido no interior da máquina.

Quando o fluido passar pela máquina e transferir sua energia cinética, potencial ou térmica para seu eixo, essa é classificada como máquina do tipo motriz, são exemplos: as turbinas Pelton, Francis, geradores eólicos e turbinas hidrocinéticas (Bezerra, 2018). Em casos onde a máquina fornece energia ao fluido, seja ela em forma de pressão, energia cinética ou térmica, a máquina é classificada como geratriz, são exemplos: ventiladores, compressores e bombas (Maitelli, 2010).

De acordo com Henn (2006), a forma dos canais entre as pás do rotor pode ocasionar um aumento de energia de pressão quando o fluido que passa pela máquina. Quando parte da energia total dada ao fluido é considerada energia de pressão, a máquina é caracterizada como

uma máquina de reação, podendo ainda ser injetora (turbinas) e difusora (bombas e ventiladores). Já nas máquinas de ação, a forma dos canais entre as pás do rotor apenas desvia o fluxo sem alterar a energia de pressão do fluido, como ocorre nas turbinas Pelton e Curtis.

A trajetória do fluido no interior do rotor pode ser classificada em quatro formas. Nas máquinas de fluxo axial, o escoamento ocorre paralelo ao eixo do rotor. Nas radiais, o fluxo acontece de maneira perpendicular ao rotor. Quando misto, o escoamento é caracterizado pela combinação entre o radial e o axial, se dando de forma cônica. Já de forma tangencial, o jato de fluido incide tangencialmente sobre rotor. Respectivamente, tem-se os exemplos: ventiladores axiais, bombas centrífugas, turbina Francis rápida e turbina Pelton (Borges, 2013).

Dessa forma, as máquinas de fluido estudadas podem ser classificadas como máquinas de fluxo, geratrizes, máquinas de reação difusoras e de fluxo radial. Na Figura 1 encontra-se um diagrama de como as máquinas de fluido podem ser classificadas.

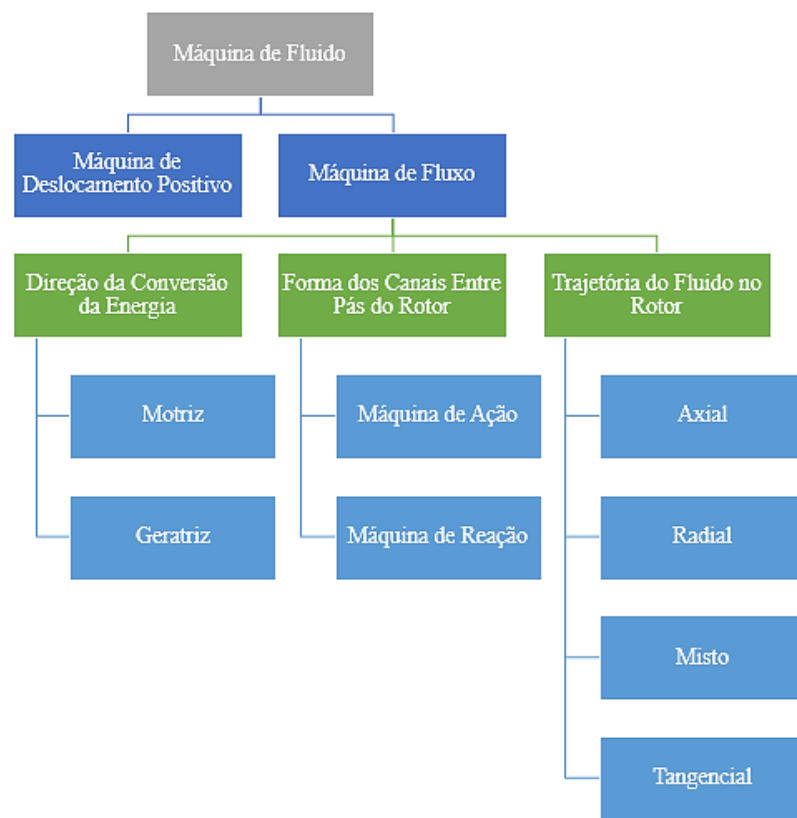


Figura 1. Classificação de máquinas de fluido (adaptado de Macintyre, 1997)

Para todos os tipos de máquinas, sejam elas motrizes ou geratrizes, há um campo ótimo de atuação. A Figura 2 apresenta o comportamento de uma curva característica típica de uma bomba. Onde é composta pelas curvas de altura manométrica, rendimento, potência e os pontos de altura de elevação ($H_{projeto}$) e vazão ($Q_{projeto}$) que definem o ponto de maior

rendimento (η_{max}) (Alé, 2011).

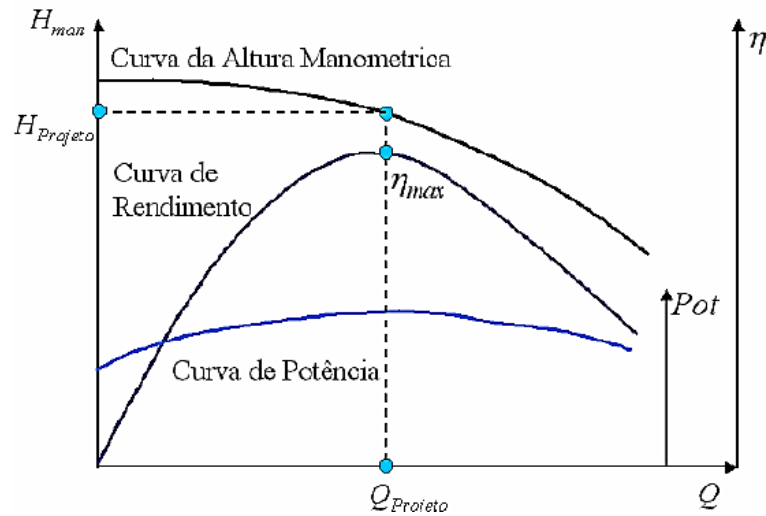


Figura 2. Curva característica de uma bomba (Alé, 2011)

Os pontos de projeto de máquinas geratrizes estão relacionados ao consumo de energia para uma determinada vazão. O rendimento de uma máquina geratriz é dado pela razão entre a energia dada ao fluido de trabalho e a energia consumida pela máquina. Vale salientar que se tratando de um problema real, o rendimento (η) será sempre inferior a 100%, tendo em vista a influência de perdas agregadas ao sistema. Dessa forma é obtido o conjunto de curvas características. A curva de rendimento é determinante para indicar o ponto de maior eficiência e suas respectivas vazões e altura manométrica (Borges, 2013).

Ofuchi (2015), descreve em seu trabalho o campo de aplicação dessas máquinas, definindo as faixas de vazão e de altura manométrica ideais para a utilização. No entanto, existem regiões de sobreposições nas quais deve ser elencada qual máquina oferecerá maior desempenho para as determinadas atividades. Segundo os autores alguns critérios devem ser observados: viscosidade do fluido, presença ou não de sólidos em suspensão e o consumo energético da instalação.

As Figuras 3 e 4, descrevem as áreas de aplicação de bombas e turbinas respectivamente.

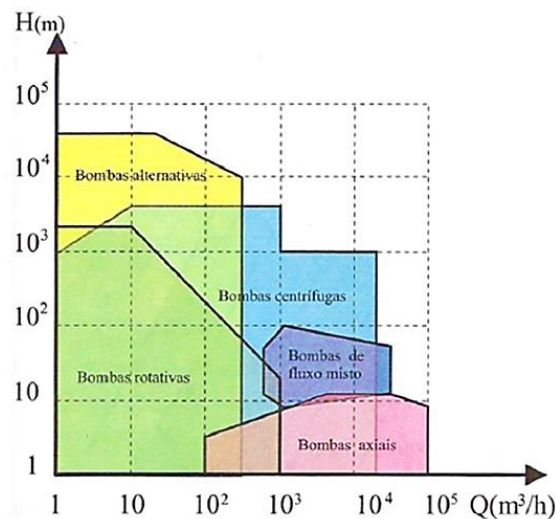


Figura 3. Curva de aplicação de bombas (Henn, 2006)

É possível inferir, a partir da Figura 3, que bombas centrífugas são máquinas geratrizes de fluxo radial, próprias para situações em que se deseja atingir maiores níveis de energia de pressão em contraposição da diminuição da energia cinética do fluido.

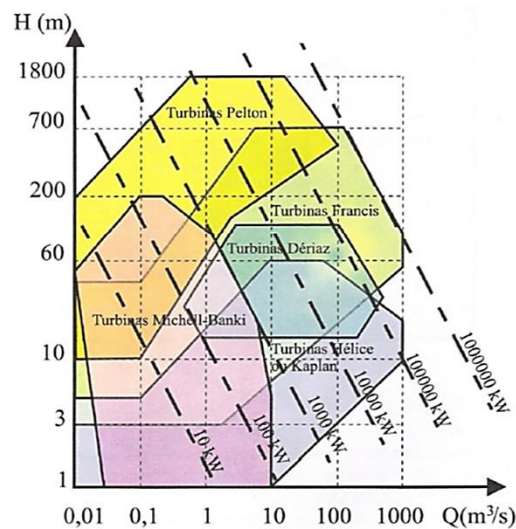


Figura 4. Curva de aplicação de turbinas hidráulicas (Henn, 2006)

Da mesma forma, a Figura 4, evidencia a melhor atuação de turbinas Pelton, acontecendo em escoamentos sobre grandes alturas manométricas, mas em vazão máxima de apenas 100 m³/s. Turbinas Kaplan, por outro lado, operam sob baixa de altura manométrica, mas grandes vazões, tendo como valor máximo 1.000 m³/s. No entanto, na região intermediária de fluxo, encontram-se diversos outros tipos de máquinas com pontos de atuação sobrepostos. Assim são levadas em consideração critérios como custo, manutenção e risco de cavitação para escolha da máquina ideal ao caso (Henn, 2006).

Além de escolher a máquina que melhor se aplica à situação, também é necessário garantir que a mesma opere nas condições ideais de projeto, evitando os desgastes físicos, aumento de vibração, ruído, degradação das pás do rotor e perda de eficiência.

2.1 PERDAS

De acordo com o princípio da termodinâmica apresentada em Çengel e Boles (2006), nenhuma energia pode ser criada ou destruída, apenas passar por um processo de transformação. As perdas são processos irreversíveis, que ocorrem durante o funcionamento das máquinas, onde todos os tipos de energia sofrem os efeitos da degradação, ocasionando formas de energia de baixa qualidade.

Assim como qualquer outra máquina que passar pelo processo de transformação de energia, as máquinas de fluxo, sofrem com perdas, as quais podem ser classificadas como internas e externas. De uma forma geral, as perdas mecânicas estão relacionadas essencialmente ao atrito sofrido pelos mancais nos dispositivos de vedação por contato, como por exemplo, os selos mecânicos. Existem ainda diversos outros fatores que implicam diretamente em perdas, ocasionando o baixo rendimento do equipamento. As perdas internas estão diretamente associadas ao fluido, como as perdas hidráulicas, volumétricas e por atrito de disco (Schwarz, 2020).

Perdas hidráulicas podem ser caracterizadas por uma série de acontecimentos, como por exemplo, o atrito do fluido com as paredes do rotor, o choque brusco do fluido contra o ângulo de entrada das pás, acarretado pela operação fora do ponto de projeto, resultando no descolamento da camada limite, dentre outros fatores. Esta perda é considerada a de maior relevância, por provocar uma perda de energia específica de pressão entre o fluido de trabalho e a máquina (Gülich, 2007).

As perdas volumétricas ou por fugas, têm como particularidade, folga entre a parte rotativa e sua parte afixada. Com esse acontecimento, o volume que está a escoar, passa a transportar energia que não terá utilidade durante o período de funcionamento do equipamento. Consequentemente, se estes níveis de folga não forem ajustados, maiores serão as perdas associadas (Schwarz, 2020).

Máquinas de fluxo são tipicamente afetadas por perdas de atrito de disco. Na folga entre a voluta e o rotor, existe o fenômeno de recirculação do fluido de trabalho, esse movimento acaba por arrastar partículas e, durante esse processo ocorre então o consumo de energia de potência do fluido (Stepanoff, 1957).

2.2 CAVITAÇÃO

No interior de sistemas hidráulicos ocorrem importantes fenômenos capazes de alterar o pleno funcionamento de uma máquina. É comum, por condições do próprio escoamento, a presença de bolhas de vapor. Essas, são formadas pelo desprendimento de vapor do líquido em situações em que a pressão do interior da máquina alcança a pressão de saturação para uma determinada temperatura do escoamento em seu interior. Tais bolhas ao serem arrastadas pelo escoamento para uma região de maior pressão colapsam violentamente, provocando o desgaste das partes integrantes do rotor e dos sistemas mecânicos ligados a ele (Schwarz, 2020).

Nas bombas centrífugas o fenômeno de cavitação ocorre com a redução da pressão de entrada do rotor para valores abaixo da pressão de vapor, podendo ser devido à erros de projeto de máquina ou por fatores externos como temperatura do fluido (Ding et. al., 2019). A queda no valor de pressão, ocasiona o surgimento e crescimento de bolhas de vapor nas regiões próximas às paredes ou em torno das impurezas presentes no líquido (Macintyre, 1997).

Pelo escoamento, as bolhas surgem na região de entrada e são levadas à região de saída, onde a pressão é mais alta e o gás volta a se condensar. A Figura 5 descreve a distribuição de pressão intrínseca ao rotor de uma bomba centrífuga. Neste nota-se na região de entrada do rotor a concentração da coloração azul, indicando uma baixa pressão, ao seguir o contorno da pá, observa-se o aumento gradativo da pressão até seu valor máximo, representado pela cor vermelha, compreendido no final das pás na região de saída do rotor. A alteração no estado das bolhas gera uma perturbação no fluido fazendo com que as paredes do rotor sejam atingidas por ondas de energia com velocidades comparadas à velocidade do som na água (Henn, 2006). A repetitividade desse impacto desgasta o rotor provocando pequenas erosões, que a longo prazo, podem perfurar o impelidor, além de comprometer toda a estrutura da máquina com excessivas vibrações, ruídos, sobrecarga do motor e a diminuição drástica da capacidade de elevação e vazão do fluido.

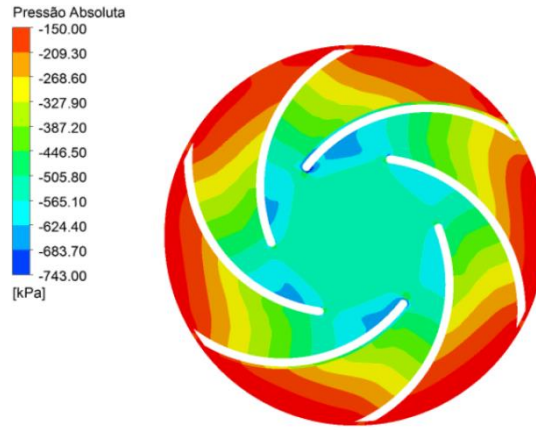


Figura 5. Distribuição de pressão no rotor (Bezerra, 2018)

Em rotores de turbinas que apresentam baixo rendimento e excesso de ruídos, são comumente encontrados pontos de erosão nas pás, de forma a deixá-la com aparência porosa. Apesar de poder existir partículas em suspensão no fluido, o responsável pela degradação do rotor é o fenômeno de cavitação, que ocorre predominantemente em regiões de alta velocidade de escoamento e baixas pressões, como também em perfis aerodinâmicos, vertedouros e hélices (Simões, 2008).

Para avaliar um parâmetro básico da cavitação, utiliza-se o fator de Thoma (σ), denominado também como coeficiente de cavitação. Este fator quantifica a resistência à instalação do fenômeno de cavitação, ou seja, representa a energia mínima disponível que um sistema específico deve ter para evitar a cavitação, assim máquinas de diferentes configurações de projetos ou de escoamento possuem diferentes coeficientes. Dessa forma, quanto menor o coeficiente de cavitação, mais propenso a máquina está ao surgimento do fenômeno (Schiavello e Visser., 2009). O coeficiente de cavitação (σ) é obtido por:

$$\sigma = \frac{P_{entrada} - P_{vapor}}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad \text{Equação 1}$$

onde $P_{entrada}$ é a pressão de entrada do rotor, P_{vapor} é a pressão de saturação do vapor, ρ é a densidade do fluido e U é a velocidade do escoamento na entrada do rotor.

Caracterizando o coeficiente de cavitação por parâmetros do escoamento, o mesmo pode ser calculado pela Equação 2.

$$\sigma = c * nq^{\frac{4}{3}} \quad \text{Equação 2}$$

onde nq é a velocidade específica e c é uma constante definida pelo tipo de bomba utilizada. Macintyre (1997) sugere para a constante c a distribuição apresentada pela Tabela 1 para bombas centrífugas, helicoidais e axiais.

Tabela 1. Coeficiente para diferentes bombas.

Constante <i>c</i>	Tipo de máquina
0,0011	Bombas centrífugas radiais, lentas e normais
0,0013	Bombas helicoidais e helico-axiais
0,0015	Bombas axiais

A velocidade específica (*nq*) é função de propriedades como velocidade de rotação da máquina (*n*) em rotações por minuto [rpm], vazão (*Q*) e altura manométrica (*H_{manométrico}*).

$$nq = \frac{n\sqrt{Q}}{H_{\text{manométrico}}^{\frac{3}{4}}} \quad \text{Equação 3}$$

Esta, pode ainda ser escrita pela Equação 4, onde sua velocidade de rotação é dada em rotações por segundo [rps] e o coeficiente de altura é dado pelo salto energético (*Y*) [J/kg].

$$nS = \frac{n\sqrt{Q}}{Y^{\frac{3}{4}}} \quad \text{Equação 4}$$

Dessa forma, o fator de Thoma será crescente com o aumento da velocidade específica, o que implica em uma menor altura de elevação (Silva et. al. 2002)

2.3 NPSH

Net Positive Suction Head – NPSH, é a sigla em inglês que representa os fundamentos e caracteriza as condições de sucção de um líquido pela máquina. Ou seja, em um bombeamento parte da energia é utilizada entre a superfície disponível do líquido e a região de entrada da bomba. A diferença entre a energia total e a energia de pressão de vapor representa o NPSH_{disponível} e, NPSH_{requerido} representa uma parcela de energia de pressão perdida devido as variações de velocidades, aos atritos, a turbulência e recirculação do líquido na região de entrada das pás (Silva et. al., 2002).

Segundo Henn (2006), NPSH_{disponível} é a energia que o sistema dispõe para o fluido alcançar a máquina pela tubulação de aspiração sem propiciar a cavitação. Enquanto Macintyre (1997) define NPSH_{requerido} como a energia requerida pela a bomba para impedir o risco de cavitação. Segundo Abdulaziz e Kotb (2017), a pressão interna ao rotor quando reduzida gradualmente propicia o surgimento de cavitação do fluido (cavitação incipiente).

De acordo com Schiavello e Visser (2009), no ponto em que o NPSH_{disponível} se iguala ao NPSH_{requerido}, a pressão no interior do escoamento está abaixo da pressão de saturação implicando na queda de 3% no fator de altura de elevação. Dessa forma, até que a cavitação seja percebida pela variação no rendimento da máquina, a cavitação já está estabelecida.

Quando o fluido atinge a pressão de vapor, o rendimento é reduzido abruptamente pelo estágio de cavitação plena. Graficamente, a perda em 3% de altura manométrica é caracterizada por uma queda súbita da curva em relação ao valor de NPSH, quando em vazão e velocidade de rotação constantes, como demonstrado pela Figura 6.

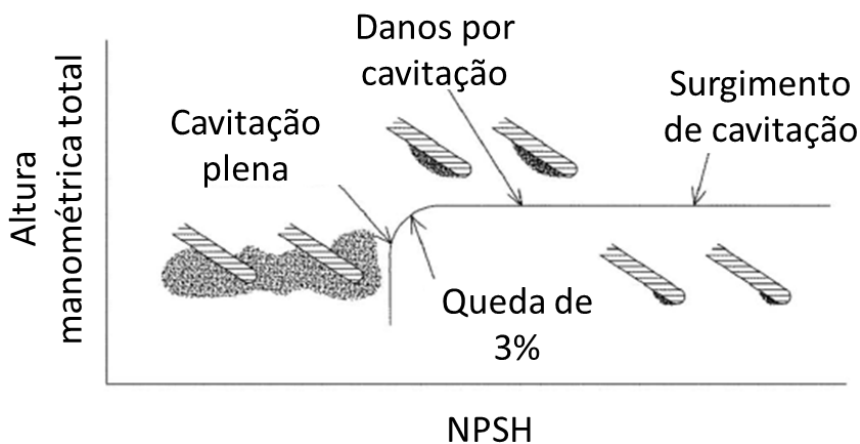


Figura 6. Curva característica de cavitação (adaptado de Schiavello e Visser, 2009)

A cavitação é um fenômeno comum em turbinas, bombas, perfis aerodinâmicos e bocais (Szala e Lukasik, 2016). Apesar de ser abordado que com caimento de 3% no coeficiente de altura manométrica a cavitação pode ser de difícil controle, sendo sua prevenção quase impossível em alguns casos, assim, em algumas instalações industriais, é aceitável que máquinas operem sob algum nível de cavitação (Friedrichs e Kosyna, 2012).

2.4 INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DE PROJETO NA FORMAÇÃO DE CAVITAÇÃO.

Em Silva et. al. (2002), foram apresentadas equações para obtenção das curvas de eficiência de máquinas fora da velocidade de rotação indicada pelo fabricante. Foram realizados testes com três bombas de mesmo modelo, mas fabricantes diferentes (A, B e C) para averiguar as grandezas de vazão, altura manométrica e NPSH. Os ensaios foram realizados sobre rotações de 3500 e 1750 rpm. Ainda sobre as mesmas condições, foi constatado, pela Figura 7, o comportamento de crescimento exponencial do fator de cavitação (σ) em função do aumento da velocidade específica (ns) para uma rotação constante. Observou-se ainda o decréscimo do fator de cavitação em função do aumento da rotação, para uma mesma velocidade específica. Sendo esses coeficientes calculados respectivamente pelas Equações 2 e 4. Os pontos apresentam-se de forma não linear e com significativa dispersão nos testes de menor rotação. Contudo, soluções do tipo da Equação 2, ainda são escolhidas para representar os pontos da curva.

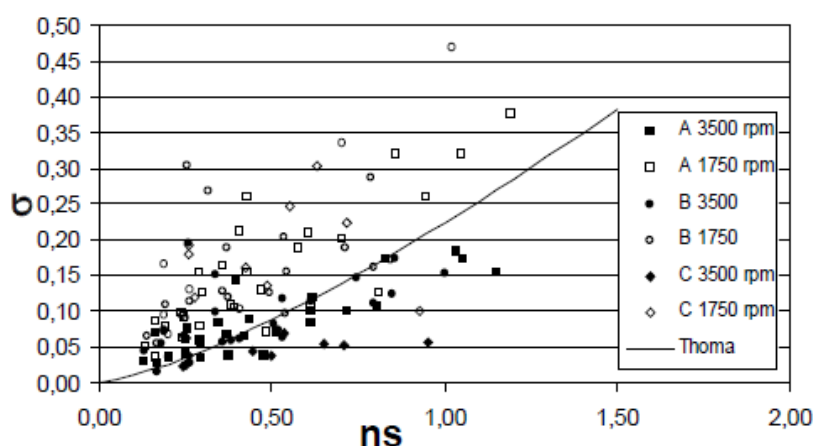


Figura 7. Coeficiente de cavitação em função da velocidade específica ns (adaptado de Silva et. al., 2002)

Rakibuzzaman et. al. (2016) por meio do *software ANSYS-CFX* realizaram simulações numéricas em uma bomba centrífuga de dois estágios com fluido à diferentes temperaturas e velocidades de escoamento. Os autores constataram o descrito por Silva et. al. (2002), uma maior suscetibilidade à cavitação em função do aumento da velocidade de rotação da máquina. Durante suas análises térmicas, Rakibuzzaman et. al. (2016) concluíram ainda sobre o aumento da sensibilidade à cavitação frente a fluidos em altas temperaturas.

Schiavello e Visser (2009) abordam em formato de tutorial o conceito de cavitação e seus fatores agravantes. As primeiras bolhas de vapor são caracterizadas como cavitação incipiente, acarretando a redução de pressão, geração de danos mecânicos e estruturais ao rotor. Em bombas multiestágio, o fenômeno é normalmente relacionado às perdas do primeiro estágio. A Figura 8 apresenta a pá de um rotor centrífugo danificada com aparência porosa devido as ondas de energia do fenômeno de cavitação.



Figura 8. Erosão tipicamente causada pela cavitação (Schiavello e Visser, 2009)

Com a finalidade de precaver tais danos, é necessário desde o projeto da máquina determinar os melhores parâmetros para o equipamento. Para a previsão do fenômeno, a

Equação 5 apresenta a equação de NPSH para diferentes velocidades de rotação do rotor.

$$NPSH(n) = NPSH_{ref} - \sigma_{TH}^* H_{ref} \left\{ 1 - \left(\frac{n}{n_{ref}} \right)^2 \right\} \quad \text{Equação 5}$$

onde n_{ref} é a rotação de referência, H_{ref} é a altura manométrica no ponto ótimo e $NPSH_{ref}$ é o NPSH para o ponto ótimo de operação para dada rotação de referência, enquanto n é a rotação de interesse de análise. σ_{TH}^* é o coeficiente crítico de cavitação de Thoma, representado por:

$$\sigma_{TH}^* = \frac{NPSH_1 - NPSH_2}{H_1 \left\{ 1 - \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \right\}} \quad \text{Equação 6}$$

este é determinado com base em resultados de NPSH ($NPSH_1$ e $NPSH_2$) para duas rotações significativamente distintas (n_1 e n_2), onde o NPSH, por um instante, corresponde ao valor de 3% de queda e H_1 é altura manométrica para a primeira rotação.

Rakibuzzaman et. al. (2016) concordam com Schiavello e Visser (2009) ao concluírem que o aumento da temperatura do fluido de escoamento reduz a energia de fluido necessária para a sucção, ou seja, pode reduzir o $NPSH_{disponível}$ para níveis abaixo do $NPSH_{requerido}$, propiciando a cavitação. A Figura 9, por sua vez, demonstra graficamente o aumento da sensibilidade à formação de cavitação com o aumento da temperatura do fluido de trabalho. O coeficiente σ tem uma redução expressiva quando analisado em temperaturas próximas à temperatura de vaporização da água de 100°C. O fato ocorre pela aproximação à pressão de vapor, a qual é representada pela Equação 1 e a cavitação incide na máquina quando a pressão de vapor é atingida ($P_{entrada} = P_{vapor}$).

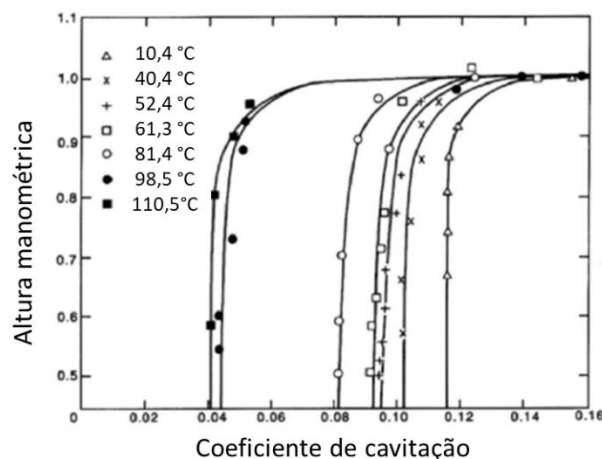


Figura 9. Efeito termodinâmico na cavitação (adaptado de Schiavello e Visser, 2009)

Ding et. al. (2019), por sua vez, analisaram a influência da variação no ângulo de saída das pás do rotor (β) em bombas centrífugas de maneira numérica e experimental. Numericamente, foi utilizado o *software ANSYS-CFX*. Foram construídas geometrias com ângulos de saída de pá iguais a 23°, 25°, 27°, 29° e 31° e alta velocidade específica (nq). Foi

obtido que o rendimento máximo da bomba centrífuga, por sua vez, ocorreu em seu ponto de projeto. Os autores mostraram que ao reduzir-se o ângulo de saída de pá, são formadas regiões de baixa pressão na entrada do rotor favorecendo o surgimento de cavitação e, conseqüentemente, uma redução no rendimento de operação da máquina. A Figura 10 traz em azul a presença de uma região de baixa pressão, essa é notada mais significativamente para $\beta = 23^\circ$, enquanto ao percorrer os demais rotores de forma crescente de ângulo de saída de pá, nota-se a predominância das cores verde e posteriormente amarela na região de entrada do rotor, as quais indicam o aumento da pressão nesta região.

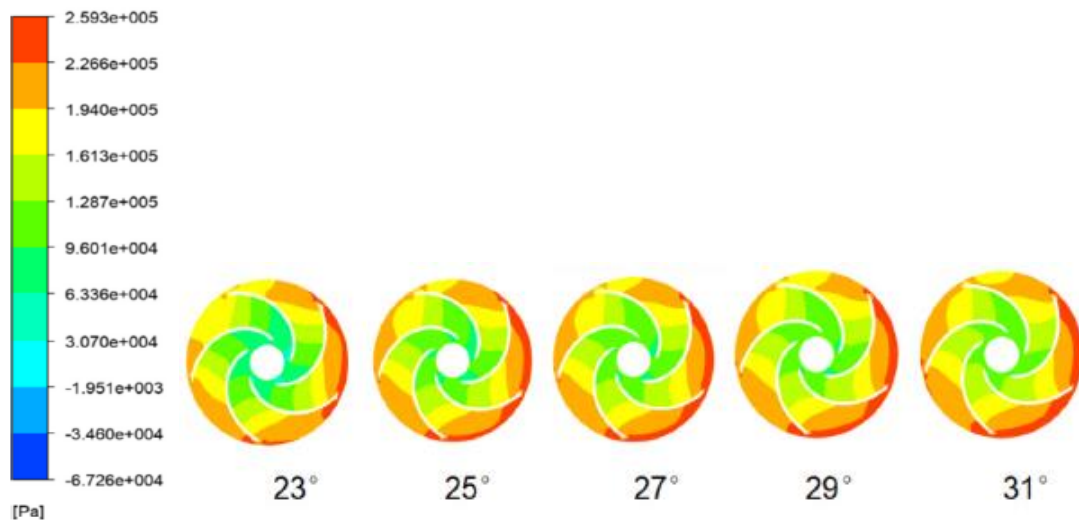


Figura 10. Distribuição de pressão no rotor (adaptado de Ding et. al., 2019)

Bacharoudis et. al. (2008), analisaram o rendimento de um impelidor para três ângulos de saída de pá diferentes (20° , 30° e 50°). Com uma abordagem unidimensional e equações empíricas foram projetadas as novas geometrias. Os resultados obtidos para altas taxas de vazão mostram que o aumento do ângulo de saída de pá, provoca melhoria significativa no rendimento da bomba. Dessa forma, conclui-se que é menos provável a ocorrência de cavitação.

Bakir et. al. (2004), analisaram numericamente e experimentalmente um rotor axial sobre diferentes vazões para obter os valores de altura manométrica e coeficiente de cavitação local, correspondentes ao decaimento de 3% do NPSH. Foi modelada no *software* uma bomba para comparar os resultados numéricos e experimentais. A simulação numérica foi realizada no *software ANSYS CFX* com o modelo de turbulência $k-\varepsilon$, e critério de convergência de $1e^{-4}$. A Figura 11 apresenta resultados satisfatórios de convergência entre as curvas de altura manométrica do sistema.

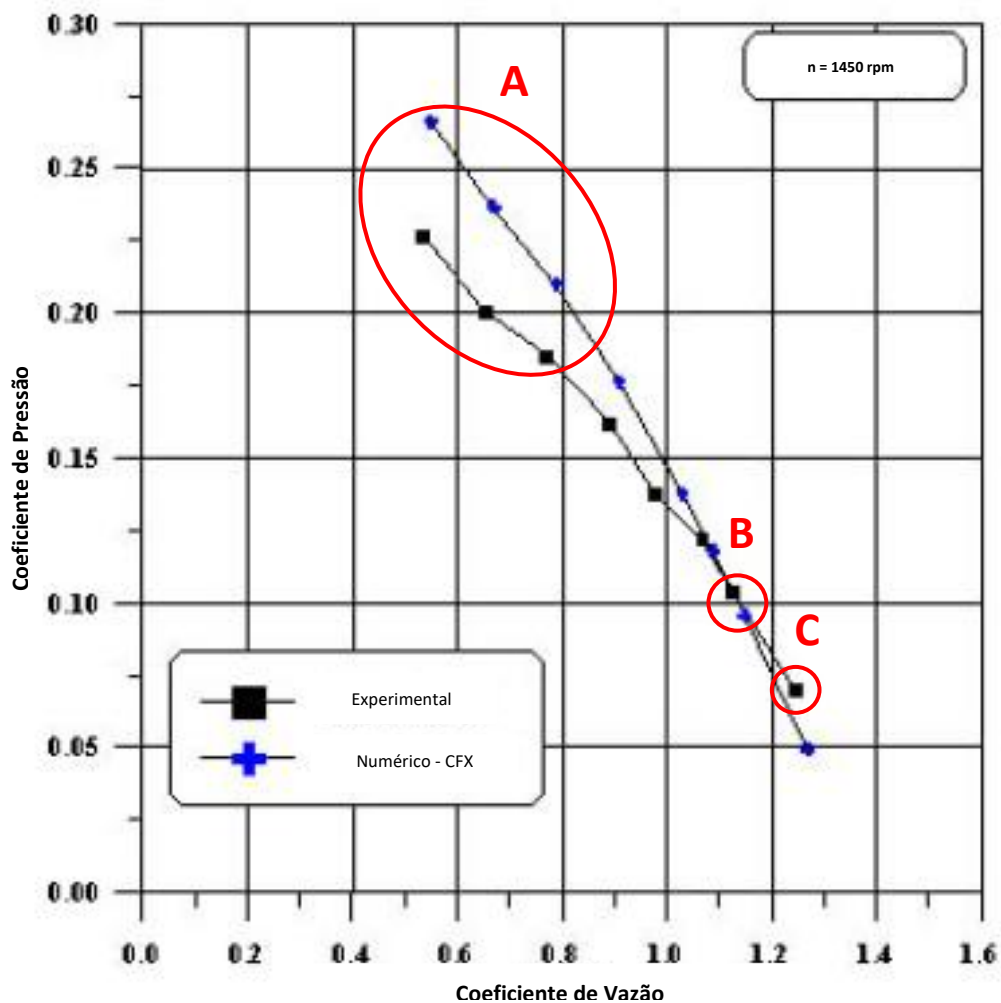


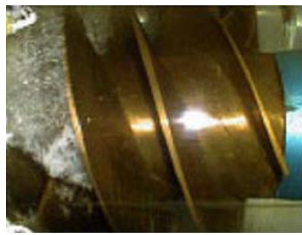
Figura 11. Curva de performance teórica e experimental (adaptado de Bakir et. al., 2004)

Bakir e seus coautores (2004), constaram que o coeficiente de vazão altera a curva de NPSH. Foi observado que em vazões baixas a queda ocorre suavemente e ligeiramente antes da experimental (Figura 11 - A). Para vazões médias o decaimento ocorre de forma repentina e simultânea (Figura 11 - B). Os estudos apresentados mostraram-se satisfatórios, porém, para altas vazões este decaimento ocorreu apenas de forma experimental (Figura 11 - C). Bakir et. al. (2004) acrescentam que a cavitação passa a aumentar com o crescimento da vazão, no entanto, informa que isso está diretamente ligado à porcentagem de vapor no fluido. A variação apresentada pode ser observada na Figura 12, onde na primeira coluna têm-se os resultados do teste experimental e na segunda têm-se os resultados da simulação numérica. As vazões são crescentes de I para III, conforme indicado pelos autores.

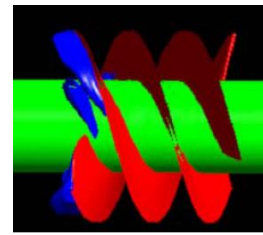
Teste Experimental

Simulação Numérica

Coeficiente de vazão: 0.55



I)

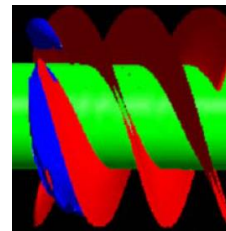


I)

Coeficiente de vazão: 1.03



II)

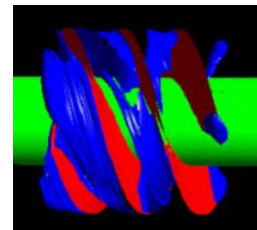


II)

Coeficiente de vazão: 1.27



III)



III)

Figura 12. Cavitação real e simulada (adaptado de Bakir et. al., 2004)

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O escoamento de um fluido por um rotor centrífugo tem como base a Primeira e a Segunda Lei da Termodinâmica e, fundamentalmente, a equação do teorema de transporte de Reynolds. Para definir as condições do sistema, são aplicadas considerações nas equações de balanço de massa, quantidade de movimento, momento da quantidade de movimento e balanço de energia (Çengel e Cimbala, 2007).

Propriedades extensivas são caracterizadas pela dependência da massa. O teorema de transporte de Reynolds, caracteriza a variação de uma propriedade extensiva (N) do sistema como sendo o conjunto de sua variação interna ao volume de controle e a variação dos fluxos através das superfícies de controle.

$$\frac{DN}{Dt} = \frac{d}{dt} \int_{vc} B \rho dV + \int_{sc} B \rho (\vec{V}_r \cdot \vec{n}) dA \quad \text{Equação 7}$$

sendo a propriedade extensiva (N), t o tempo, ρ a densidade e \vec{V}_r a velocidade do fluido normal à superfície de controle e B a derivada da propriedade de avaliação em relação a massa.

3.1 BALANÇO DE MASSA

Adotando-se a conservação do balanço de massa em um volume de controle e, sabendo que a massa do sistema é invariável (Equação 8), a equação da continuidade é descrita pela Equação 9 (Bezerra, 2018).

$$\frac{Dm_{sistema}}{Dt} = 0 \quad \text{Equação 8}$$

$$\frac{d}{dt} \int_{vc} \rho dV + \int_{sc} \rho (\vec{V}_r \cdot \vec{n}) dA = 0 \quad \text{Equação 9}$$

Para escoamentos estacionários (Equação 10) e incompressíveis (Equação 11, a equação da continuidade pode ser descrita em termos das vazões de entrada e saída do sistema (Equação 13).

$$\frac{d}{dt} \int_{vc} \rho dV = 0 \quad \text{Equação 10}$$

$$\rho = \text{constante} \quad \text{Equação 11}$$

$$\int_{sc2} \rho (\vec{V}_r \cdot \vec{n}) dA = \int_{sc1} \rho (\vec{V}_r \cdot \vec{n}) dA \quad \text{Equação 12}$$

$$Q_2 = Q_1 \quad \text{Equação 13}$$

onde Q_2 é a vazão de saída e Q_1 é a vazão de entrada.

3.2 QUANTIDADE DE MOVIMENTO

Em um sistema, diversas forças atuam sobre ele. Forças de campo, como a gravidade, atuam por todo o corpo, enquanto forças de superfície estão presentes apenas na superfície de controle, como a pressão e o atrito. A Segunda Lei de Newton para um sistema em movimento, caracteriza o somatório das forças externas influentes no sistema como a taxa de variação com o tempo da quantidade de movimento (Wyllen et. al., 2006).

$$\frac{D QM}{Dt} = \sum F_{externas} = \underbrace{\int_{vc} \rho \vec{g} dV}_{gravidade} + \underbrace{\int_{sc} \vec{P} \cdot \vec{n} dA}_{pressão} + \underbrace{\int_{sc} \vec{\tau} \cdot \vec{n} dA}_{atrito} \quad \text{Equação 14}$$

onde g é a gravidade, P é a parcela de pressão e τ a componente de atrito.

Dessa forma, adotando QM como a propriedade extensiva a quantidade de movimento e essa sendo dada por:

$$\overline{QM} = m\vec{V} \quad \text{Equação 15}$$

Então, B será dado por \vec{V} e a equação de transporte de QM será dada por:

$$\underbrace{\int_{vc} \rho \vec{g} dV}_{gravidade} + \underbrace{\int_{sc} \vec{P} \cdot \vec{n} dA}_{pressão} + \underbrace{\int_{sc} \vec{\tau} \cdot \vec{n} dA}_{atrito} = \frac{d}{dt} \int_{vc} \vec{V} \rho dV + \int_{sc} \vec{V} \rho (\vec{V}_r \cdot \vec{n}) dA \quad \text{Equação 16}$$

3.3 MOMENTO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO

O momento ou torque que uma força exerce, é caracterizado pelo seu produto vetorial com o vetor posição (Brunetti, 2008). Dessa forma, têm-se:

$$\vec{M} = \vec{r} \times m\vec{V} \quad \text{Equação 17}$$

Sendo M o momento da quantidade de movimento e \vec{r} o vetor posição. O produto $m\vec{V}$ é a quantidade de movimento, advinda da relação entre a massa m e a velocidade \vec{V} . Quando analisada a taxa de variação do momento angular do sistema por unidade de massa, têm-se definida a propriedade do torque atuante.

$$\underbrace{\vec{r} \times \vec{F}_s}_1 + \underbrace{\int_{vc} (\vec{r} \times \vec{g}) \rho dV}_2 + \underbrace{\overline{T_{eixo}}}_3 = \frac{d}{dt} \int_{vc} (\vec{r} \times \vec{V}) \rho dV + \int_{sc} (\vec{r} \times \vec{V}) \rho (\vec{V}_r \cdot \vec{n}) dA \quad \text{Equação 18}$$

Onde o lado direito do equacionamento é dado pelo conjunto das forças externas, dadas pelas parcelas 1, 2 e 3, são elas respectivamente: torque da força de superfície, torque da força devido ao campo gravitacional e torque do eixo.

Adotando regime permanente e desconsiderando as parcelas de torque de superfície e de campo, tem-se:

$$\overline{T_{eixo}} = \int_{sc} (\vec{r} \times \vec{V}) \rho (\vec{V}_r \cdot \vec{n}) dA \quad \text{Equação 19}$$

Máquinas centrífugas apresentam fluxo radial, com entrada central normal e saída periférica tangencial ao eixo de rotação. Logo, são comumente relacionadas ao momento da quantidade de movimento. A Figura 13 mostra o comportamento do vetor velocidade absoluta para entrada (\vec{V}_1) e para a saída (\vec{V}_2), evidenciando suas respectivas componentes normais (n) e tangenciais (t) e o ângulo formado entre a componente normal e a velocidade absoluta (α) (Segala, 2010).

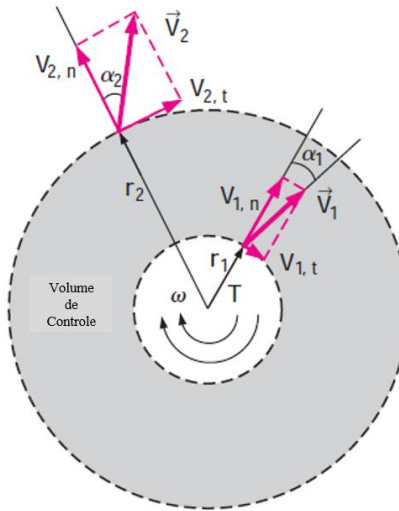


Figura 13. Comportamento da velocidade em um rotor (adaptado de Çengel e Cimbala, 2007)

É conveniente, considerar um fluxo permanente e referir-se à Equação 19 em função de propriedades escalares médias nas superfícies de entrada (índice 1) e saída (índice 2) obtidas pela disposição dos vetores velocidade apresentado pela Figura 13 e equacionados pelas Equações 20 a 23.

$$\sin \alpha_1 = \frac{V_{t1}}{V_1} \rightarrow V_{t1} = V_1 \sin \alpha_1 \quad \text{Equação 20}$$

$$\cos \alpha_1 = \frac{V_{n1}}{V_1} \rightarrow V_{n1} = V_1 \cos \alpha_1 \quad \text{Equação 21}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{V_{t2}}{V_2} \rightarrow V_{t2} = V_2 \sin \alpha_2 \quad \text{Equação 22}$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{V_{n2}}{V_2} \rightarrow V_{n2} = V_2 \cos \alpha_2 \quad \text{Equação 23}$$

A relação entre as regiões de entrada e saída descritas em função do torque, pode ser então descrita por:

$$\vec{T}_{eixo} = \int_{sc\ saída} (\vec{r} \times \vec{V}) \rho (\vec{V}_r \cdot \vec{n}) dA - \int_{sc\ entrada} (\vec{r} \times \vec{V}) \rho (\vec{V}_r \cdot \vec{n}) dA \quad \text{Equação 24}$$

$$\vec{T}_{eixo} = \int_{sc\ saída} \vec{r} \vec{V} \sin \alpha \rho \vec{V} \cos \alpha dA - \int_{sc\ entrada} \vec{r} \vec{V} \sin \alpha \rho \vec{V} \cos \alpha dA \quad \text{Equação 25}$$

incluindo as Equações 20 a 23, a Equação 25 é reescrita como:

$$\overrightarrow{T_{eixo}} = r_2 V t_2 \rho V n_2 A_2 - r_1 V t_1 \rho V n_1 A_1 \quad \text{Equação 26}$$

sendo A é a área, o conjunto $\rho V n A$ descreve a o fluxo mássico \dot{m} . A discretização do torque em função das componentes de velocidade, dá-se por fim pela Equação 27.

$$\overrightarrow{T_{eixo}} = \dot{m}(r_2 V t_2 - r_1 V t_1) \quad \text{Equação 27}$$

A potência de um sistema rotacional, por sua vez é dado pela relação entre o torque e a velocidade de rotação.

$$\dot{W} = \overrightarrow{T_{eixo}} \omega \quad \text{Equação 28}$$

Onde o produto entre raio e velocidade de rotação descreve a velocidade tangencial (U). Por fim, é descrita pela Equação 29.

$$\dot{W} = \dot{m}(U_2 V t_2 - U_1 V t_1) \quad \text{Equação 29}$$

3.4 BALANÇO DE ENERGIA

A Primeira Lei da Termodinâmica ou princípio da conservação de energia, estabelece a relação de transformação entre as formas de energia durante um processo, tendo em vista que a mesma não pode ser criada ou destruída. Ou seja, a energia no início e fim de um evento deve permanecer constante. Para um sistema comum, a energia pode variar entre cinética, potencial e interna (Agostin, 2020).

$$\frac{dE_{sist}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{vc} \rho e dV + \int_{sc} \rho e (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad \text{Equação 30}$$

$$e = \frac{V^2}{2} + gz + u \quad \text{Equação 31}$$

onde e é a soma das energias cinética, potencial e interna por unidade de massa, respectivamente.

A transformação da energia por transferência de calor (C) ocorre entre superfícies de forma espontânea na natureza, sempre com o corpo de maior temperatura cedendo ao de menor temperatura, até que se alcance a temperatura de equilíbrio entre ambos. Por outro lado, a transformação de energia por trabalho (W) ocorre quando uma força é aplicada a partir de uma distância e a liberação de calor não é associada ao equilíbrio térmico entre os corpos (Incropera et. al., 2000).

Considerando que o sistema tenha como energia a relação entre transferência de calor e trabalho, tem-se:

$$\dot{\Delta C} - \dot{\Delta W}_{eixo} = \dot{\Delta E}_{sist} \quad \text{Equação 32}$$

O termo de trabalho refere-se ao somatório do trabalho de eixo (\dot{W}_{eixo}) e trabalho de pressão (\dot{W}_p). Há também o trabalho exercido por forças cisalhantes (\dot{W}_τ) porém, operando com fluidos ideais, ou sendo a viscosidade desprezada, a potência cisalhante é nula. O termo de trabalho de pressão é dado pelo produto entre pressão (P), área (A) e velocidade ($\vec{V} \cdot \vec{n}$).

$$\dot{W}_p = P(\vec{V} \cdot \vec{n})A \quad \text{Equação 33}$$

$$\dot{C} - \dot{W}_{eixo} = \frac{d}{dt} \int_{vc} \rho e dV + \int_{sc} \rho e (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA + \int_{sc} P(\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad \text{Equação 34}$$

$$\dot{C} - \dot{W}_{eixo} = \frac{d}{dt} \int_{vc} \rho e dV + \int_{sc} \rho \left(e + \frac{P}{\rho} \right) (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad \text{Equação 35}$$

Substituindo as componentes de e na Equação 35 e incluindo a relação de entalpia ($h = u + \frac{P}{\rho}$), tem-se:

$$\dot{C} - \dot{W}_{eixo} = \frac{d}{dt} \int_{vc} \rho \left(u + \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right) dV + \int_{sc} \rho \left(u + \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right) (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad \text{Equação 36}$$

Considerando o escoamento incompressível, estacionário e sem variação da energia interna (u), tem-se por fim:

$$\dot{C} - \dot{W}_{eixo} = \dot{m} \left(\frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)_{entrada} - \dot{m} \left(\frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)_{saída} \quad \text{Equação 37}$$

Assumindo um sistema operante adiabático, sem troca de calor, o trabalho de eixo é a única forma de transformação de energia nas regiões de entrada e saída.

$$-\dot{W}_{eixo} = \dot{m} \left(\frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)_{entrada} - \dot{m} \left(\frac{P}{\rho} + \frac{1}{2} V^2 + gz \right)_{saída} \quad \text{Equação 38}$$

3.5 TRIÂNGULO DE VELOCIDADE

As equações apresentadas evidenciam a importância da velocidade e suas componentes no comportamento da máquina, como por exemplo, a influência desta no torque ou na capacidade de altura de elevação. O escoamento quando analisado de forma bi-dimensional, permite a discretização do movimento em âmbitos do vetor de velocidade absoluta do fluido e dos vetores de velocidade relativa e velocidade tangencial do rotor. Assumindo que o escoamento no rotor seja sempre tangencial por toda a pá, a Figura 14 representa a disposição dos vetores de velocidade. Onde é notável, por relações trigonométricas, que a velocidade absoluta é o resultado da adição vetorial das velocidades relativas e tangencial (Çengel e Cimbala, 2007).

O ângulo formado entre os vetores de velocidade absoluta e velocidade tangencial determina o ângulo α de incidência do líquido na região. Enquanto o ângulo β , formado pela

velocidade relativa e a saída da superfície de controle é também o ângulo de pá do impelidor em cada região (Henn, 2006).

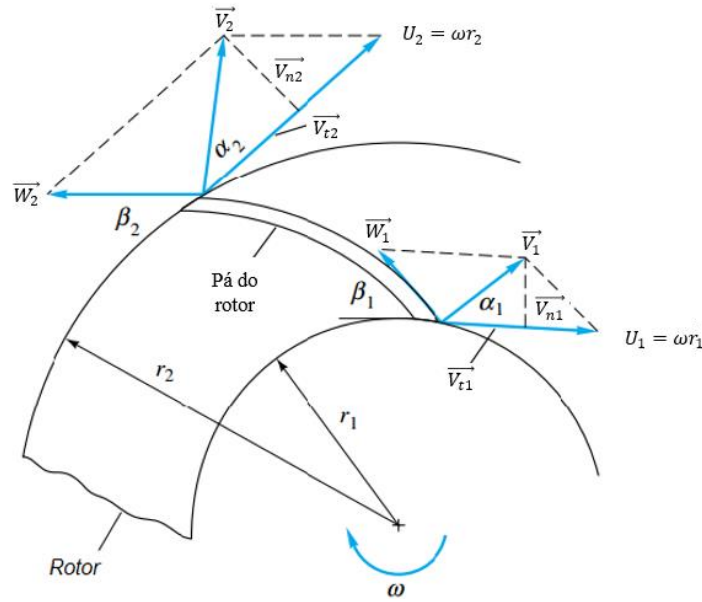


Figura 14. Identificação dos triângulos de velocidade no rotor (Biazussi, 2014)

onde ω é a velocidade de rotação da máquina, \vec{V} é a velocidade absoluta, \vec{U} é a velocidade tangencial do rotor, \vec{W} é a velocidade relativa e r_1 e r_2 são os raios de entrada e saída. Vale salientar ainda, que a componente tangencial da velocidade absoluta (\vec{V}_t) se refere a velocidade com que o fluido deixa a superfície de controle de saída, na qual essa é a única componente geradora de torque no eixo da máquina para um problema bi-dimensional.

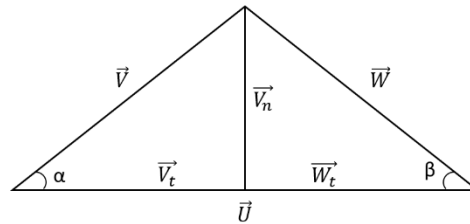


Figura 15. Triângulo de velocidade genérico (autor, 2020)

A Figura 15 aborda o triângulo de velocidade para uma região onde o ângulo de pá é inferior a 90° , essa característica determina que a pá possua orientação contrária ao sentido de rotação. A disposição evidencia a relação entre as parcelas de velocidade e a aplicabilidade dos conceitos trigonométricos para conhecer todos os parâmetros, como por exemplo:

$$\vec{V}_n = \vec{V} \sin \alpha \quad \text{Equação 39}$$

A vazão é determinada pelo produto entre uma área e a velocidade incidente. Sabendo que \vec{V}_{n1} é a componente normal à superfície de controle, essa é a única parcela influente no

termo de vazão.

$$\vec{V}_n = \frac{Q}{\text{área}} = \frac{Q}{\pi D b} \quad \text{Equação 40}$$

onde D é o diâmetro de entrada ou saída do rotor, b é a largura de pás no rotor e Q é a vazão.

A componente tangencial de velocidade (\vec{V}_t), é oriunda da decomposição da velocidade absoluta do fluido (\vec{V}), e a única parcela influente no torque da máquina é descrita por:

$$\vec{V}_t = \vec{U} - \frac{\vec{V}_n}{\tan \beta} \quad \text{Equação 41}$$

A potência de máquinas hidráulicas também pode ser descrita em função das componentes de velocidades, como mostra a Equação 29. A equação a seguir apresenta uma outra abordagem da mesma, inserindo o conceito de salto energético. Este representa a energia que o rotor entrega ou retira do fluido.

$$\dot{W}_{eixo} = \dot{m}Y \quad \text{Equação 42}$$

Onde Y é o salto energético, o qual descrito em função de parâmetros de velocidade da máquina é conhecido por Equação de Euler e, apresenta-se como:

$$Y = U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1} \quad \text{Equação 43}$$

introduzindo a Equação 41, têm-se:

$$Y = U_2 \left(U_2 - \frac{V_{n2}}{\tan \beta_2} \right) - U_1 \left(U_1 - \frac{V_{n1}}{\tan \beta_1} \right) \quad \text{Equação 44}$$

Combinando à Equação 40, obtém-se a Equação de Euler expandida apenas sob os parâmetros construtivos da máquina e a vazão aplicada.

$$Y = \left(U_2^2 - \frac{U_2 Q}{D_2 b \tan \beta_2} \right) - \left(U_1^2 - \frac{U_1 Q}{D_1 b \tan \beta_1} \right) \quad \text{Equação 45}$$

onde U é a velocidade tangencial do rotor, Q é a vazão, D é o diâmetro, b é a espessura de pá e β é o ângulo de pá, em cada região.

Em caso de máquinas geratrizes, como bombas centrífugas, a energia recebida pelo fluido e pode ser convertida em energia potencial, cinética ou de pressão. Considerando que não haja diferença de potencial entre a entrada e saída da bomba e que a variação de energia cinética é compensada pelo diâmetro da tubulação de saída, o fluido concentra toda a energia em energia de pressão (Macintyre, 1997). Assim a Equação 38 pode ser resumida a:

$$\dot{W}_{eixo} = \dot{m} \left(\frac{P_2 - P_1}{\rho} \right) \quad \text{Equação 46}$$

Esta remete-se a Equação 42, da qual conclui-se que o salto energético, quando descrito por parâmetros do escoamento trata-se da energia entregue ao fluido em forma de energia de pressão.

$$Y = \frac{P_2 - P_1}{\rho} \quad \text{Equação 47}$$

O escoamento na região de entrada de um rotor centrífugo pode ocorrer de diversas formas. Quando esse se dá de maneira perpendicular ao impelidor ($\alpha_1 = 90^\circ$) é dito que o escoamento é meridional. Neste caso, o triângulo de velocidade de entrada é alterado e a parcela tangencial da velocidade na região de entrada (V_{t1}) passa a ser nula, permitindo que a Equação de Euler descreva apenas a região de saída. Essa análise permite determinar o comportamento teórico e ideal da capacidade de elevação do fluido (Silva, 2013).

Em rotores com pás voltadas para trás e ângulo de saída inferior a 90° , a altura manométrica de elevação se comporta de forma inversamente proporcional à vazão, assim o aumento da vazão implica na redução da altura de elevação (Segala, 2010), como evidenciado pela Figura 16. Ainda pela Equação 45, é possível concluir sobre a relação contrária, onde para valores de vazão próximos a zero a energia do sistema é descrita apenas pelo quadrado da velocidade tangencial de saída (U_2) (Biazussi, 2014).

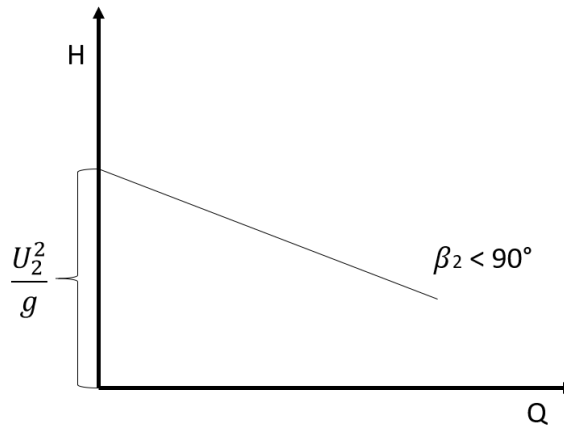


Figura 16. Curva teórica de altura de elevação por vazão (autor)

Em âmbito real, no entanto, este comportamento não é linear como previamente descrito, mas sim uma curva, pois são desconsideradas da reta o comportamento das perdas relacionadas ao sistema. As perdas são irrecuperáveis e ocasionadas por características como: número finito de pás, recirculação do fluido internamente, atrito do fluido nas superfícies das pás e choque devido a mudança brusca da direção do fluxo nas regiões de entrada e saída do

rotor (Macintyre, 1997). Todas essas formas menos nobres de energia foram completamente descartadas da Equação de Euler (Equação 43).

A Figura 17 evidencia a mudança na forma de descrição do comportamento da curva de elevação apenas pela consideração de parâmetros de projeto. São adotados números finitos de pás e essas com espessura, além de considerar o desvio na trajetória do fluido na região de saída, o qual reduz o valor de altura máxima de elevação.

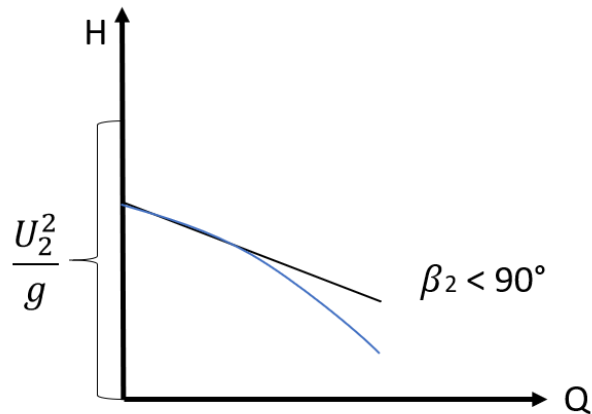


Figura 17. curva real parcial (adaptado de Henn, 2006)

A Figura 18 evidencia a influência das perdas na curva de elevação da máquina sob única rotação. Nota-se que a maior intervenção das perdas por choque ocorre sob baixas vazões, enquanto as perdas por atrito são intensificadas com o aumento da velocidade do escoamento.

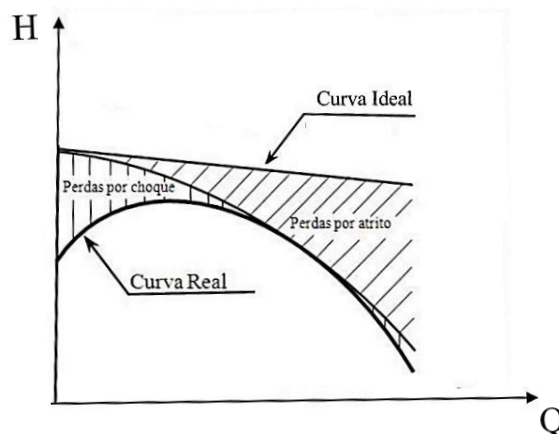


Figura 18. Curva característica de bombas (adaptado de Silva, 2013)

3.6 RENDIMENTO

As bombas centrífugas são projetadas para transportar determinado fluido sob características específicas de escoamento. O fluxo é determinado pelo conjunto de energia mecânica. Caso mantenham-se constante a pressão, densidade, velocidade e elevação, não há

variação na energia mecânica. Quando variável, não é associado a perda alguma, toda a energia mecânica é fornecida ao fluido (Brunetti, 2008).

Para situações reais é comum encontrar perdas associadas ao sistema e a eficiência do processo é calculado pela razão entre a variação da energia absorvida pelo fluido e a variação da máxima energia mecânica disponibilizada pelo rotor, sendo respectivamente nas regiões de saída e entrada.

$$\eta = \frac{\Delta W_{absorvida}}{\Delta W_{mecânica}} = \frac{\dot{m} * Y}{\omega * T_z} \quad \text{Equação 48}$$

Sendo ω a velocidade de rotação e T_z o torque total da máquina no eixo, dado pelo somatório da parcela de torque fornecido por cada pá do rotor.

$$T_z = \int_r \vec{r} \times \vec{F} d\vec{r} \quad \text{Equação 49}$$

onde \vec{F} é a força por unidade de comprimento ao longo das pás.

3.7 MÁQUINAS SEMELHANTES

O conceito de máquinas semelhantes parte do princípio de que nem todo estudo é viável em determinadas condições. Desta forma, é possível realizar estudos em protótipos reduzidos ou ampliados, garantindo resultados fíeis ao modelo original, mas vale ressaltar que diversos critérios devem ser seguidos, como de semelhança geométrica, cinemática e dinâmica (Nicoli e Gilson, 2004).

A similaridade geométrica é a primeira parte do processo que deve ser cumprida, este modelo diz respeito a uma serie de ensaios, nos quais o protótipo deverá possuir todas as características relacionada a geometria. Porém, em diversos casos, essa proporcionalidade é quase inalcançável, visto que igualdade de ângulos, dimensões lineares ou qualquer outra parte não pode ser omitida ou adicionada.

Na semelhança cinemática, o requisito básico para cumprir esta etapa se dá pela relação constante entre o protótipo e o modelo na velocidade ou aceleração. Enquanto na similaridade dinâmica existe a necessidade de que os vetores de forças atuantes sejam paralelos e respeitem a mesma proporção entre si.

Quando duas máquinas cumprem os requisitos, a semelhança pode ser assumida, e segue a seguinte análise dimensional:

$$\frac{gH}{n^2 D^2} = f \left[\left(\frac{Q}{n D^3} \right), \left(\frac{\mu}{n D^2 \rho} \right), \left(\frac{k}{n^2 D^2 \rho} \right), \left(\frac{\varepsilon}{D} \right) \right] \quad \text{Equação 50}$$

onde g é a gravidade, n a velocidade de rotação e D o diâmetro do rotor, μ a viscosidade absoluta, ρ a densidade, k o módulo de elasticidade volumétrica e ε a rugosidade.

No entanto, em casos em que o critério de semelhança dinâmica não é considerado, os coeficientes adimensionais de pressão (Equação 51) e vazão (Equação 52) devem ser iguais entre protótipo e modelo.

$$\left. \frac{gH}{n^2 D^2} \right|_{\text{modelo}} = \left. \frac{gH}{n^2 D^2} \right|_{\text{protótipo}} \quad \text{Equação 51}$$

$$\left. \frac{Q}{n D^3} \right|_{\text{modelo}} = \left. \frac{Q}{n D^3} \right|_{\text{protótipo}} \quad \text{Equação 52}$$

O rendimento entre máquinas semelhantes é equacionado de forma diferente das apresentadas. Stepanoff (1957) sugere o seguinte modelo matemático para descrever esta relação de eficiência entre modelos e protótipos:

$$\frac{1-\eta_{\text{protótipo}}}{1-\eta_{\text{modelo}}} = \left(\frac{D_{\text{modelo}}}{D_{\text{protótipo}}} \right)^{1/4} \left(\frac{H_{\text{modelo}}}{H_{\text{protótipo}}} \right)^{1/10} \quad \text{Equação 53}$$

onde η é o rendimento, D é o diâmetro do rotor e H é o valor de altura manométrica de elevação para o ponto de melhor operação da máquina.

A velocidade específica (nq) também é um critério de semelhança. Quando este está dentro de uma faixa de aceitação para mais de uma máquina, essas são ditas semelhantes, e podem ser dimensionadas pelas equações apresentadas acima.

3.8 TURBULÊNCIA

De forma ampla, é sabido que o fenômeno de turbulência ocorre em escoamentos com altos valores de Reynolds. Em determinados valores de Reynolds, perturbações no escoamento são amplificadas de tal forma que a viscosidade do fluido perde sua característica de agente inibidor do crescimento de tais perturbações, ou seja, esse não é mais capaz de impedir o progresso das inconsistências. Dessa forma, perturbações desenvolvem-se no seio do escoamento desencadeando a flutuação das diferentes quantidades do escoamento (pressão, velocidade, concentrações, temperatura, por exemplo) levando a um sistema caótico de quantidades flutuantes, degenerando assim o escoamento. As geometrias das máquinas podem ser fatores capazes de propiciar a ocorrência de turbulência no escoamento e, de modo contínuo alimentar o fenômeno (Gomes, 2019).

3.8.1 Decomposição de Reynolds aplicada às equações de massa e momento

A aproximação RANS (*Reynolds Averaged Navie-Stokes*) trata da decomposição de Reynolds para diferentes variáveis do escoamento turbulento como sendo a soma entre seu valor médio e flutuante, Equação 54.

$$a = \bar{a} + a' \quad \text{Equação 54}$$

onde \bar{a} é o valor médio da variável a , ao passo que a' é sua parte flutuante.

Neste estudo é desenvolvida a análise a partir da variável de velocidade. A equação da continuidade quando descrita em forma diferencial, utilizando-se da decomposição da velocidade filtrada temporalmente, pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \bar{u}_i + \overline{\rho' u'_i}) = 0 \quad \text{Equação 55}$$

onde $\bar{\rho}$ é a massa específica do fluido, u_i é a parcela da velocidade nas direções ortogonais, x_i é a coordenada espacial enquanto t é o tempo.

Considerando um escoamento incompressível, massa específica constante, a decomposição de Reynolds seguido de um processo de média temporal leva em consideração somente os campos de velocidade médios do escoamento. Sabendo que a média de qualquer flutuação é nula, a Equação 55 então se resume a:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad \text{Equação 56}$$

A equação da Segunda Lei de Newton, dada pela equação da quantidade de movimento, quando aplicada ao sistema de coordenadas pode ser escrita da seguinte forma:

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \nabla^2 u_i + f_i \quad \text{Equação 57}$$

Sendo P a pressão, μ o coeficiente de viscosidade cinemática e f_i as forças de campo nas direções ortogonais. As parcelas da equação descrevem respectivamente as forças inerciais, forças de pressão, forças viscosas e forças de campo.

De forma análoga ao aplicado na equação da continuidade, é feito o mesmo processo de decomposição e média temporal na equação do balanço de quantidade de movimento, Equação 58.

$$\underbrace{\rho \frac{\partial (\bar{u}_i + u'_i)(\bar{u}_j + u'_j)}{\partial x_i}}_1 = -\underbrace{\frac{\partial \bar{P} + P'}{\partial x_i}}_2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\underbrace{\mu \frac{\partial (\bar{u}_i + u'_i)}{\partial x_j}}_3 \right) \quad \text{Equação 58}$$

Os termos 1, 2 e 3, representam, respectivamente, os termos de advecção de Navier-Stokes, o gradiente de pressão e o termo de difusão de quantidade de movimento causado pelas tensões viscosas.

Termo 1:

$$\overline{(\bar{u}_i + u'_i)(\bar{u}_j + u'_j)} = \overline{\bar{u}_i \bar{u}_j} + \overline{\bar{u}_i u'_j} + \overline{\bar{u}_j u'_i} + \overline{u'_j u'_i} \quad \text{Equação 59}$$

sendo os termos em destaque, nulos. Logo, é reescrito como:

$$\overline{(\overline{u_i} + u'_i)(\overline{u_j} + u'_j)} = \overline{\overline{u_i} \overline{u_j}} + \overline{u'_i u'_j} \quad \text{Equação 60}$$

Da mesma forma, os termos de pressão e tensão viscosa podem ser reescritos, após o processo de médias, das seguintes formas, respectivamente:

$$\frac{\partial \overline{P + P'}}{\partial x_i} = \frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} \quad \text{Equação 61}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial (\overline{u_i + u'_i})}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \right) \quad \text{Equação 62}$$

Reescrevendo Navier-Stokes após a aplicação da decomposição e do processo de médias, tem-se:

$$\rho \overline{u_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} = - \frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - \rho \overline{u'_i u'_j} \right) \quad \text{Equação 63}$$

Onde o termo $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ é o chamado tensor de Reynolds e tem origem na decomposição e no processo de médias dos termos não lineares de Navier-Stokes (Pope, 2000).

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \quad \text{Equação 64}$$

onde δ_{ij} é o delta de Kronecker, μ_t a viscosidade turbulenta e k é a energia cinética. Para um problema isotrópico, k , pode ser descrito como:

$$k = \frac{3}{2} \overline{u_i'^2} \quad \text{Equação 65}$$

e ainda o tensor taxa de deformação:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \quad \text{Equação 66}$$

Pela hipótese de Boussinesq, o tensor de Reynolds, que representa a parcela da tensão turbulenta é reescrito em função de sua proporcionalidade entre uma característica do escoamento, chamada de viscosidade turbulenta (μ_t), e o tensor taxa de deformação (S_{ij}). A revisão feita por Kolmogorov (1941) determina o equacionamento.

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k \quad \text{Equação 67}$$

A forma final da Equação 63, é dada abaixo, já com o termo de turbulência.

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial t} + \overline{u_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{P^*}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + v_t) \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \right] \quad \text{Equação 68}$$

3.8.2 Modelagem da turbulência

A modelagem numérica da turbulência pode ser descrita pelos modelos k - ε , k - ω e k - ω SST. Neste trabalho optou-se por desenvolver o modelo k - ω SST (*Shear – Stress Transport*), desenvolvido por Menter em 1994, por ser válido tanto para análises junto às paredes do corpo, quanto no centro do fluido, distante às paredes, além de requerer baixo esforço computacional.

O modelo relaciona a viscosidade turbulenta (μ_t), incógnita do problema, visto que é uma propriedade do escoamento e não do fluido, aos campos médios de energia cinética turbulenta (k) e a taxa de dissipação específica de k no escoamento, chamada ω (Ye e Ghassemi, 2018). Assim, a viscosidade turbulenta pode ser calculada por:

$$\mu_t = \frac{a_1 \rho k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad \text{Equação 69}$$

onde a_1 é a constante de fechamento, S é o invariante do tensor taxa de deformação (S_{ij}) e F_2 é a função de mistura.

Para que a viscosidade turbulenta seja calculada os campos de k e ω devem ser conhecidos. Assim, as equações de transporte para essas grandezas escalares devem ser avaliadas. Menter, 1994, sugere as seguintes equações para k e ω , respectivamente:

$$\rho \left(\frac{\partial k}{\partial t} + u_i \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) = \bar{P}_k - \beta^* k \omega \rho + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \sigma_k \mu_t \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad \text{Equação 70}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_i\omega)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 2}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} + \dots \\ \dots + \alpha_2 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_2 \rho \omega^2 + P_{\omega b} \end{aligned} \quad \text{Equação 71}$$

Assim, o modelo é descrito matematicamente por:

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_i\omega)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 2}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} + \alpha_2 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_2 \rho \omega^2 + P_{\omega b} \quad \text{Equação 72}$$

onde:

$$F_1 = \tanh \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \quad \text{Equação 73}$$

Sendo F_1 uma função de mistura, a qual assume o valor 1 próximo à parede e 0 longe dela. Ao assumir valor igual a zero longe da parede o modelo k - ε é então ativado (Launder e Spalding, 1974). Esse modelo tem boa resposta para regiões fora da parede. O coeficiente $CD_{k\omega}$ é a porção positiva do termo difusivo cruzado dada por:

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho\sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10}\right) \quad \text{Equação 74}$$

Ainda sobre as equações acima, são consideradas constantes $\beta^* = 0,09$, $\beta_1 = 0,075$, $\beta_2 = 0,0828$, $\alpha_1 = 0,55$, $\alpha_2 = 0,44$, $\sigma_{k1} = 0,85$, $\sigma_{k2} = 1$, $\sigma_{\omega 1} = 0,50$, $\sigma_{\omega 2} = 0,0856$.

A segunda função de mistura responsável pela viscosidade turbulenta, apresentada pela Equação 69, é descrita por:

$$F_2 = \tanh\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^*\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega}\right)\right]^2 \quad \text{Equação 75}$$

A partir das funções F_1 e F_2 ocorre a escolha do método apropriado em função da distância à parede, sendo assim eficaz o modelo $k-\omega$ SST para operar em situações adversas.

A fim de limitar a produção de turbulência nas regiões de estagnação, é incluído na equação geral do modelo (Equação 72) o fator de turbulência formado pela energia cinética (P_k), dado de forma aproximada por:

$$P_k = \mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{Equação 76}$$

Ou ainda:

$$P_k = \min(v_t S^2, 10\beta^* k \omega) \quad \text{Equação 77}$$

3.9 MODELAGEM DA CAVITAÇÃO

Cavitação refere-se ao processo de formação de bolhas de vapor de água em regiões de baixa pressão. A cavitação pode ocorrer em uma grande variedade de aplicações, tal como no extradorso de perfis aerodinâmicos, em hélices de barcos ou lanchas, em bombas hidráulicas ou turbinas. No caso de bombas hidráulicas, a região de sucção é mais preocupante, visto que se trabalha com baixas pressões. Assim, uma equação que possa descrever o crescimento de bolhas de vapor em uma região bifásica deve ser considerada para a simulação de cavitação em máquinas de fluxo.

A equação de Rayleigh-Plesset governa a taxa de geração de vapor, através de equações que determinam o crescimento da bolha de vapor em um dado meio (Bakir et. al., 2004).

$$R_B \frac{\partial^2 R_B}{\partial t^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{\partial R_B}{\partial t} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho R_B} = \frac{P_v - P_{(x,y,z,t)}}{\rho} \quad \text{Equação 78}$$

Na Equação 78, R_B é o raio da bolha de vapor, t é o tempo, ρ é a massa específica do fluido em seu estado líquido e $P_{(x,y,z,t)}$ é o campo de pressão simulado no interior da máquina. Como constante da equação, têm-se o valor de pressão de vapor (P_v), que depende da

temperatura do escoamento. Nesse caso a pressão de vapor é de 3,20 kPa para T= 25 °C. Outra constante é o coeficiente de tensão superficial entre o líquido e o vapor (σ). Essa foi mantida constante igual a 0,0717.

O tratamento numérico dado a Equação 78 no pacote ANSYS CFX desconsidera os termos de segunda ordem da equação, bem como o coeficiente de tensão superficial líquido/vapor, assim, a Equação 78, pode ser reescrita então por:

$$\frac{\partial R_B}{\partial t} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P_{(x,y,z,t)}}{\rho}} \quad \text{Equação 79}$$

A taxa com que a bolha (considerada esférica) muda seu volume no tempo é dada por:

$$\frac{\partial V_B}{\partial t} = \frac{\partial \frac{4\pi}{3} R_B^3}{\partial t} = 4\pi R_B^2 \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P_{(x,y,z,t)}}{\rho}} \quad \text{Equação 80}$$

Já a taxa com que a massa de uma determinada bolha de vapor muda no tempo, é então calculada como:

$$\frac{\partial m_B}{\partial t} = \rho \frac{\partial V_B}{\partial t} = 4\pi \rho R_B^2 \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P_{(x,y,z,t)}}{\rho}} \quad \text{Equação 81}$$

Note, que o termo $\frac{\partial m_B}{\partial t}$ é na verdade o fluxo mássico, ou seja, a taxa com que a massa em estado líquido passa ao estado de vapor pelo processo de vaporização (\dot{m}_{fg}). Assumindo que há um número de N_B bolhas por unidade de volume, o fluxo de massa com que bolhas de vapor são criadas é dado por:

$$\dot{m}_{fg} = N_B \frac{dm_B}{dt} = \frac{3Fr_{nuc}(1-r_g)}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|P_v - P_{(x,y,z,t)}|}{\rho}} \text{sgn}(P_v - P_{(x,y,z,t)}) \quad \text{Equação 82}$$

Onde F, representa uma constante empírica, valendo 50, para o caso da vaporização, r_{nuc} é a fração volumétrica da nucleação, $r_{nuc} = 5 \cdot 10^{-4}$, utilizado como valor sugerido pelo pacote comercial e R_B é o raio da nucleação, 1 μm .

4 SIMULAÇÃO NUMÉRICA

O uso de simulação numérica para o estudo de máquinas centrifugas é muita das vezes a solução para viabilizá-lo, tendo em vista o grande espaço e robusto aparato físico necessário para realização do experimento, os quais possuem alto custo financeiro e temporal de aquisição e implantação. Os *softwares* vêm ao longo dos anos se confirmando como ferramenta confiável e eficiente, atingindo os níveis de conformidade da ISO 9906 entre resultados numéricos experimentais quando adotadas as mesmas condições de operação (Ding et. al., 2019); (Cipolla et. al., 2011).

O trabalho aborda a simulação de duas bombas centrifugas de diferente números de pás. Para garantir a confiabilidade do modelo de simulação descrita, a análise é feita sob uma geometria e malha pré-existentes, fornecida pela *Ansys* em seu *Workshop* de Cavitação e também sob uma geometria e malha construídas computacionalmente pelo autor de uma máquina comercializada no Brasil, a partir dos desenhos técnicos da máquina SCX1 fornecidos pelo fabricante Somar.

Ambos os estudos são feitos em domínio 3D sob escoamento em regime turbulento, incompressível e estacionário. O modelo de turbulência utilizado foi o modelo $k-\omega$ SST e a discretização do problema é feita através do método dos volumes finitos (M.V.F), como recomenda a *Ansys* em seu *Workshop* de Cavitação. Os problemas foram considerados convergidos quando a diferença de resposta entre o passo anterior e a nova resposta foi de $1e^{-5}$. Esse critério foi mantido para todas as equações resolvidas pelo *software*. O fluido de trabalho foi água a 25°C, independentemente do tipo de simulação.

4.1 MÓDULO 1 - GEOMETRIA PRÉ-EXISTENTE

Neste módulo são apresentadas as características da geometria da máquina simulada, bem como as condições de contorno aplicadas em cada região.

4.1.1 Características do rotor

A partir da geometria, foram conhecidos os valores de cada item de projeto da máquina. Trata-se de um rotor centrifugo de 5 pás voltadas para trás, diâmetros internos e externo, D_e e D_i , de 140 e 70 mm, respectivamente. As larguras de pá são uniformes de 23 mm, e os ângulos de entrada e saída de pá são, respectivamente, β_1 e β_2 igual a 20,46° e 41,49°. A Tabela 2 sumariza as principais características do rotor.

Tabela 2. Características do rotor pré-existente

Número de pás	5
Diâmetro interno, D_i	70 mm
Diâmetro externo, D_e	140 mm
Largura de pá para entrada e saída, b	23 mm
Ângulo de pá na saída, β_2	41,49°
Ângulo de pá na entrada, β_1	20,46°

As Figuras 19 e 20 apresentam a geometria tridimensional descrita.

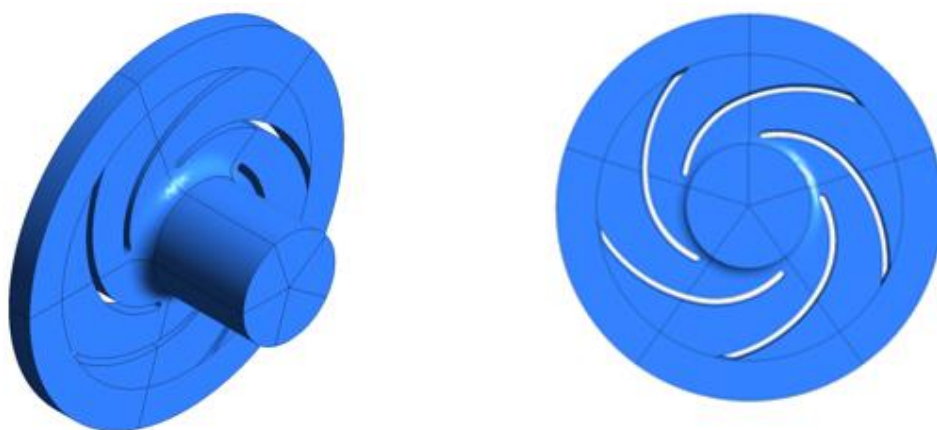


Figura 19. Rotor completo. À esquerda a vista isométrica. À direita a vista frontal (autor)

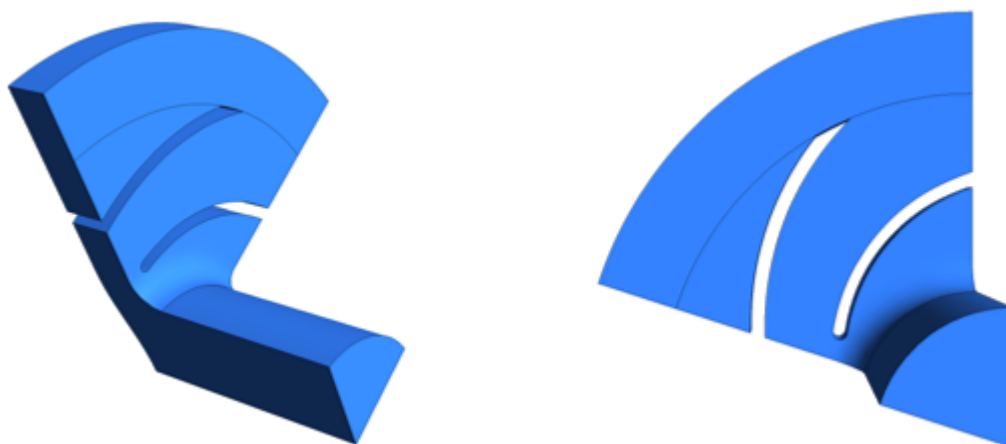


Figura 20. 1/5 do rotor. À esquerda a vista isométrica. À direita a vista frontal (autor)

Um rotor centrífugo completo (360°) apresenta uma malha robusta com muitos nós e elementos de malha, a qual demanda elevado custo computacional para interpretá-la (Cipolla et. al., 2011). No entanto, por suas pás apresentarem uma configuração regular e constante, é

possível simular numericamente apenas parte da geometria para representar o todo, desde que mantenha o critério de representatividade, ou seja, esta parte ao ser replicada a partir do eixo de rotação complete o rotor em 360°. Para isso é necessário adotar condição de periodicidade em suas paredes. Neste caso, devido ao número e a disposição das pás, para garantir o critério de representatividade a geometria se apresenta em 1/5 do total. Para esta geometria não foi necessário realizar análise de confiabilidade de malha por se tratar de um domínio pré-existente já estruturado.

4.1.2 Condições de contorno

Os estudos foram realizados sob 3 diferentes velocidades de rotação da máquina, 1250, 1500 e 2000 rpm. Na primeira etapa foram feitas simulações para o problema monofásicas para água líquida como fluido de trabalho. Nessa etapa, a água encontra-se a 25°C e sua massa específica (ρ) e viscosidade dinâmica (μ) são respectivamente 1000kg/m³ e 0,001Pa.s.

Como condições de contorno foram aplicadas condição de não deslizamento ($u = v = w = 0$) às pás. Já para condição de entrada, foi aplicado fluxo mássico prescrito, com intensidade de turbulência de 5% (região E). Na região de saída foi aplicada pressão prescrita (região F).

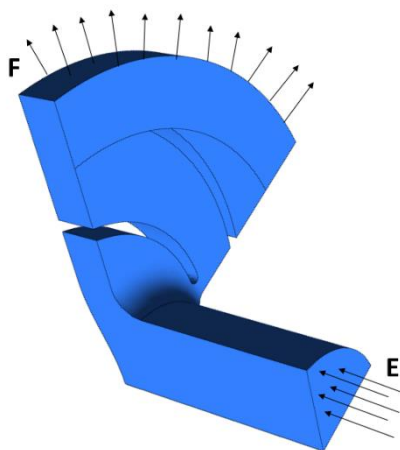


Figura 21. E) Região de entrada. F) Região de saída (autor)

Para efetuar a simulação em apenas 1/5 da máquina foram aplicadas às faces A, B, C e D (Figura 22) condições de contorno de periodicidade rotacional. A condição de periodicidade rotacional permite que uma parcela do domínio seja simulada como um todo ao aplicar o mesmo fluxo em ambas as interfaces (Ansys, 2006). Assim é mapeada por apenas uma única transformação rotacional em torno do eixo.

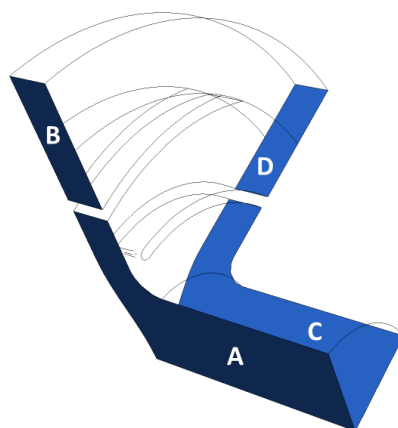


Figura 22. Faces com condição de contorno de periodicidade rotacional (autor).

Na simulação monofásica, foram simuladas as curvas características da máquina de altura manométrica e rendimento. Ambas as curvas foram simuladas através da prescrição de diferentes vazões volumétrica na região de entrada, mantendo constante as demais condições de contorno. Para a descrição da curva de altura manométrica ($H_{\text{manométrico}}$), foram prescritos 13 diferentes valores vazões volumétricas, variando de 0,107 m³/s até 0,025 m³/s, mantendo na região de saída pressão prescrita constante de 500 kPa. A partir dessas, é determinado o ponto de maior eficiência e melhor funcionamento da máquina.

Lima (2015) aborda o equacionamento de NPSH e cavitação a partir dos dados de escoamento no ponto ótimo de operação. Assim, seguindo o apresentado, a partir do resultado da simulação monofásica, inicia-se a simulação bifásica. Nesta, ao contrário da monofásica, a vazão volumétrica na região de entrada é mantida fixa e igual à vazão referente ao ponto de melhor rendimento da máquina em cada rotação (Silva, 2002). Na região de entrada é prescrito título de água líquida 100% e vapor 0%, determinando a concentração de cada fase. Assim, somente água em estado líquido está presente nessa região.

A fim de se determinar o $\text{NPSH}_{\text{requerido}}$ da máquina foram prescritos diferentes valores de pressão na saída do rotor, oscilando entre 500 kPa e 100 kPa. A pressão de saída é reduzida gradativamente e resulta em uma redução na pressão de entrada. Com isso objetiva-se obter a redução no valor de altura manométrica em 3%, em relação ao seu valor ótimo. Segundo Abdulaziz e Kotb (2015), a queda em 3% do valor da altura manométrica de elevação implica na formação, desprendimento e colapso de bolhas de vapor causando a cavitação no interior da máquina. Ou seja, o fenômeno ocorre pelo choque de ondas de energia formada pelo colapso das bolhas nas pás do rotor (Henn, 2006).

4.2 MÓDULO 2 - GEOMETRIA SCX1

Neste módulo, diferente do anterior, a máquina elencada para o estudo se deu pela disponibilidade na universidade. Adotou-se então, a bomba centrífuga SCX1 da marca Somar trifásica de ½ cv de potência (Anexo I).

4.2.1 Características do rotor

A partir do contato com o fornecedor, obteve-se o desenho técnico do impelidor da bomba centrífuga, o qual foi a base para construção da geometria 3D e toda a análise numérica.

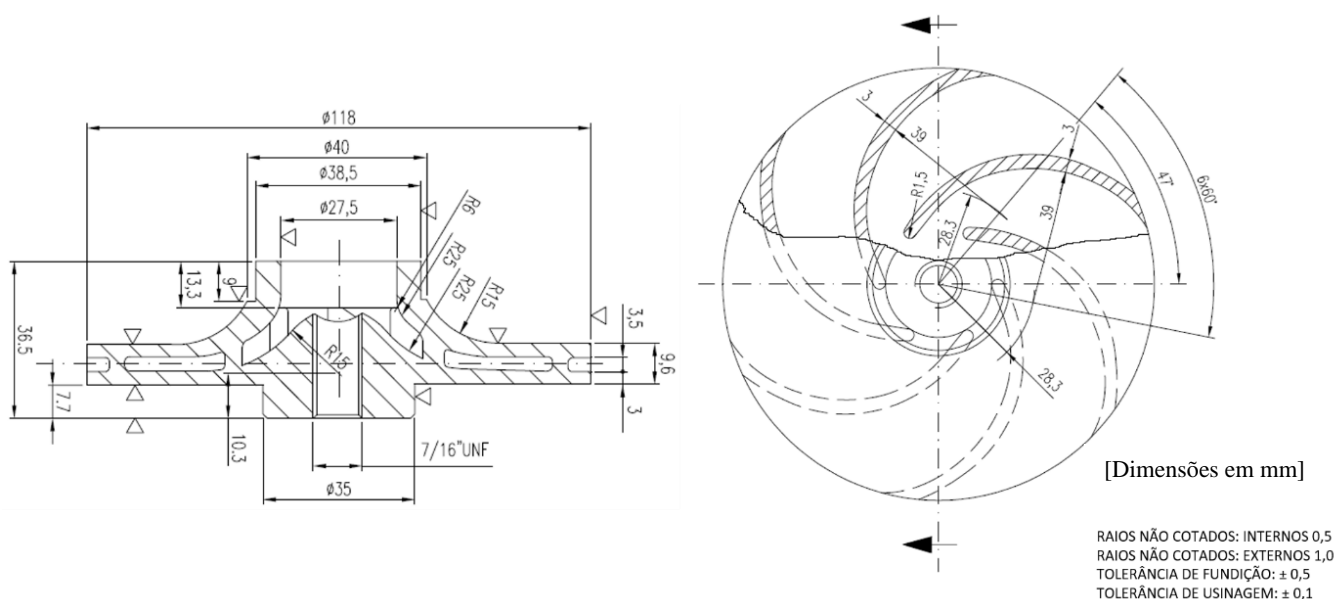


Figura 23. Desenho técnico bomba centrífuga SCX1 (Somar, 2005)

O primeiro passo para a modelagem foi a criação do esboço da geometria sólida desenvolvido em software CAD seguindo as cotas apresentadas. (Figura 24).

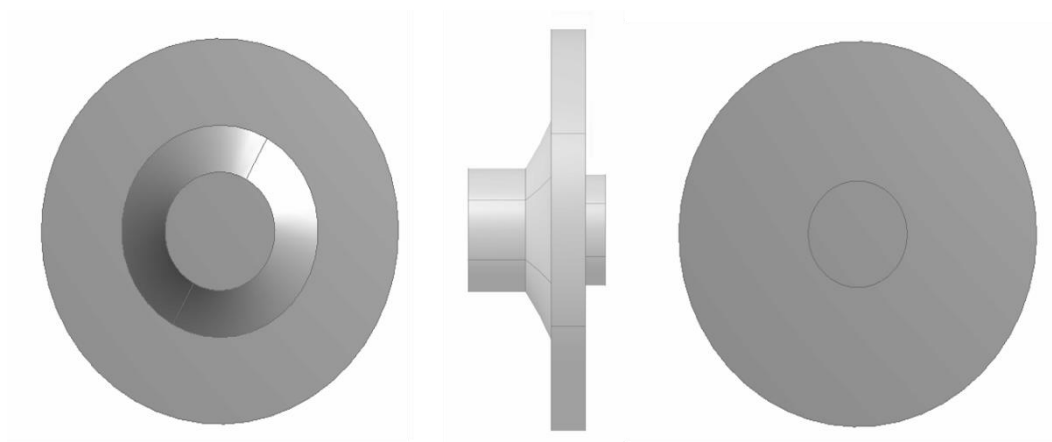


Figura 24. Molde para rotor SCX1. Vista superior, lateral e inferior (autor)

A Figura 25 mostra o rotor desenvolvido pelo autor sob a mesma vista em corte

vertical que o apresentado pelo fabricante na Figura 23. As Figuras 26 e 27 apresentam o rotor completo concebido em outras perspectivas.

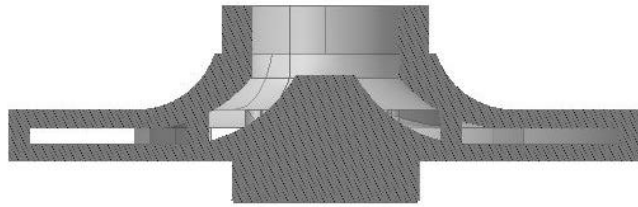


Figura 25. Geometria 3D. Vista lateral em corte (autor)

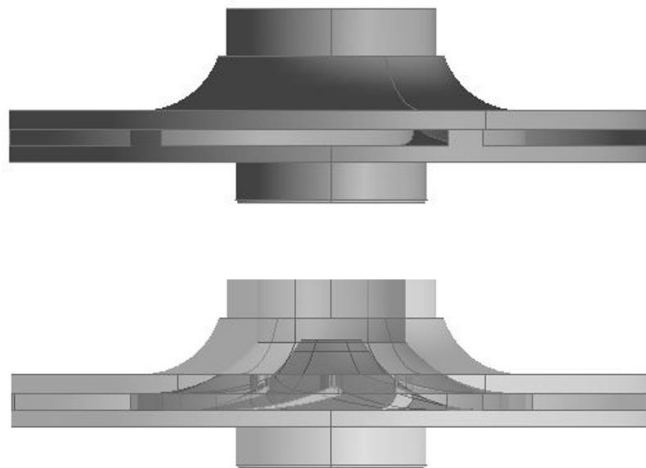


Figura 26. Vista lateral do rotor. Acima sólido e abaixo com transparência 50% (autor)

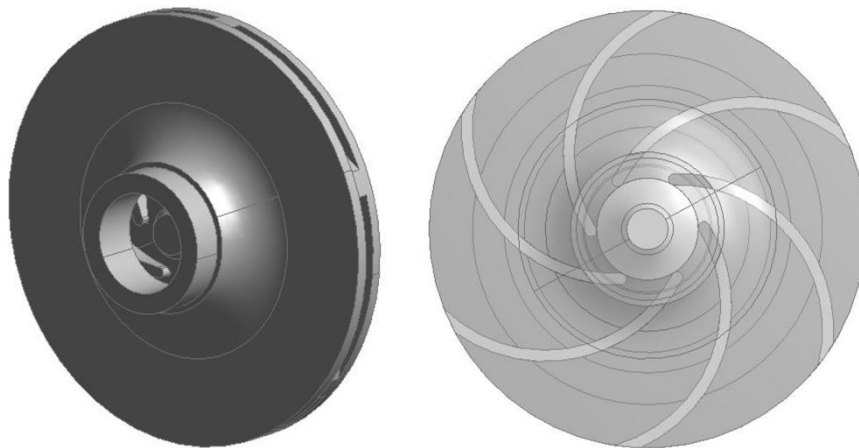


Figura 27. À esquerda visão isométrica sólida e à direita vista frontal com transparência 50% (autor)

O desenho técnico possui as cotas necessárias para auxiliar na construção da geometria, porém não traz explicitamente a informação dos valores de ângulos de pá para as regiões de entrada e saída do rotor. Para obter essa informação utilizou-se da ferramenta

Probe no *CXF Post* para determinar as coordenadas cartesianas de diversos pontos sobre a linha das pás em ambas as regiões. A partir dessas, foi gerado o gráfico de uma curva com o mesmo comportamento das pás e, desta obteve-se a equação polinomial de segundo grau que a descreve. Ao aplicar a derivada sobre a equação polinomial e igualá-la a zero no ponto mais extremo da curva, foram obtidas as tangentes dos ângulos de entrada e saída da pá, a partir do qual pela relação trigonométrica inversa foram encontrados os respectivos ângulos em graus.

Com base no apresentado as principais dimensões do rotor são descritas pela Tabela 3.

Tabela 3. Características do rotor SCX1

Número de pás	6
Diâmetro interno, D_i	27 mm
Diâmetro externo, D_e	118 mm
Largura de pá para entrada e saída, b	10 mm
Ângulo de pá na saída, β_2	38,66°
Ângulo de pá na entrada, β_1	20,46°

A fim de seguir a linha de análise do primeiro módulo, o estudo se restringiu ao estudo do rotor da máquina, não considerando a voluta. Tendo em vista que a região de interesse é por onde o fluido escoar, é feita uma nova geometria no *software Ansys* para apresentar-se sólida e passível de modelagem de malha nestes locais e vazia nas regiões preenchidas pelas pás. A nova configuração tem como componentes o rotor, as pás, a região de entrada e a região de saída, onde são todos construídos individualmente em arquivos separados.

O rotor é representado por um cilindro sólido de diâmetro igual a D_e e altura igual à largura das pás (b), (Figura 28, B). As pás, por sua vez, mantêm seu projeto e são subtraídas do cilindro do rotor. A região de entrada é definida por um cilindro de diâmetro igual a D_i e de altura quatro vezes o D_i , com intuito de diminuir a influência do fluxo local na propagação de perturbações no escoamento (Figura 28, A), (Caruso e Meskell, 2020). A região de saída é caracterizada como um cilindro oco de diâmetro externo 154 mm, diâmetro interno igual a D_e e altura equivalente a largura das pás (b), tendo como objetivo permitir que o fluxo se desenvolva e permita obter informações consistentes na saída da máquina (Figura 28, C). Quando em conjunto determinam o domínio de escoamento do fluido (Figura 28).

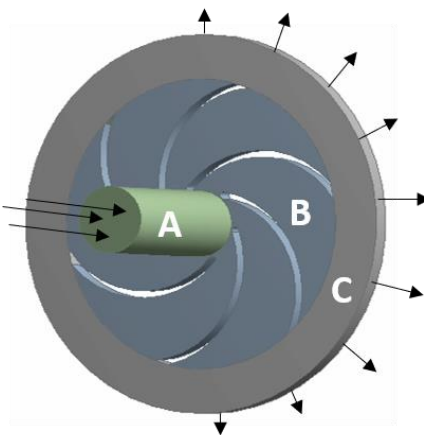


Figura 28. Domínio de escoamento do fluido (autor)

A simulação de um quinto do rotor agrega ganhos significativos ao estudo em relação ao custo computacional, assim para esta análise também é adotada simulação de apenas uma fração. Por meio de diversos testes concluiu-se que o rotor, por apresentar 6 pás, requer, para garantir o critério de representatividade do todo, que essa seja uma fração de 1/6 (Figura 29).

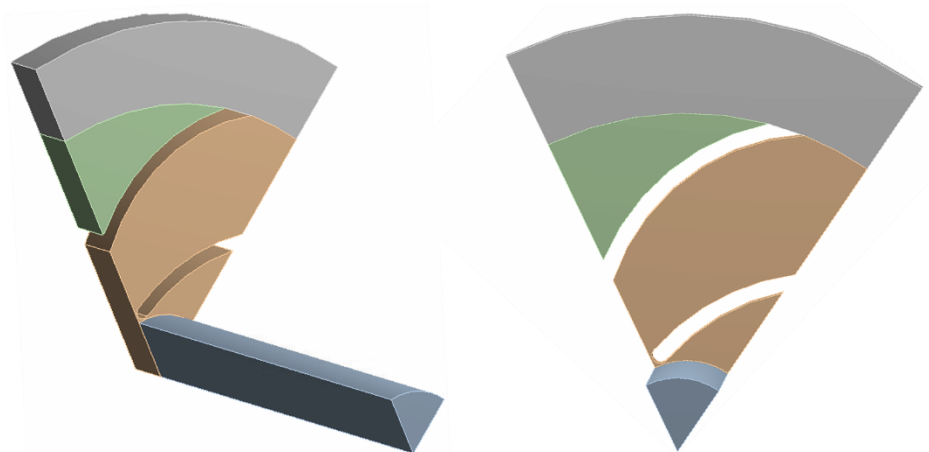


Figura 29. 1/6 rotor. À esquerda a vista isométrica. À direita a vista frontal (autor)

4.2.2 Condições de contorno

Fabricantes de máquinas comerciais, disponibilizam junto ao equipamento o respectivo catálogo, de onde são obtidas informações das condições de funcionamento da mesma. São apresentadas a velocidade de rotação ideal de operação, bem como o comportamento do índice de altura de elevação sob diversas vazões.

A bomba centrífuga real opera em 3460 rpm, no entanto, é sabido que quanto mais alta a velocidade de rotação, maior é o custo computacional para convergência de malha e convergência de solução, sendo dessa forma mais difícil alcançar e aplicar os parâmetros nos elementos de malha que atendam o tamanho de Y^+ (Menter, 2003). Dessa forma optou-se por realizar as simulações numéricas com velocidade de rotação inferior e igual a 1500 rpm.

Considerando os princípios de semelhança (Equação 3) é possível transformar os índices de altura manométrica (H) e vazão (Q) do catálogo para seus respectivos semelhantes sob rotação inferior.

Assim como no item 4.1.2, as simulações são realizadas para um problema monofásico adotando água líquida como fluido de trabalho, porém essa opera em uma única velocidade de rotação. A água encontra-se a 25°C e sua massa específica (ρ) e viscosidade dinâmica (μ) são respectivamente 1000kg/m³ e 0,001Pa.s. Como condições de contorno foram aplicadas condição de não deslizamento ($u = v = w = 0$) às pás. Como condição de entrada foi aplicado fluxo mássico prescrito, com intensidade de turbulência de 5%. Na região de saída foi aplicada pressão prescrita. Para garantir a representatividade da simulação em apenas 1/6, foram aplicadas às paredes condição de contorno de periodicidade rotacional.

A partir das condições adotadas, foram prescritas as vazões volumétricas dentro da faixa informada pelo catálogo (0,00205 m³/s a 0,00029 m³/s) para única pressão de saída igual a 500 kPa. Assim são determinadas as curvas de altura de elevação e rendimento da máquina simulada, as quais são comparadas às curvas apresentadas no catálogo.

4.2.3 Construção da malha

A geometria, quando importada para a função *Mesh* do *software Ansys* cria automaticamente uma malha genérica com baixo refino, assim para análise de confiabilidade de malha são adotados como parâmetros o número de elementos de malha, a altura manométrica de elevação (H), dada em metros e a diferença de pressão entre as regiões de entrada e saída do rotor (ΔP), dada em kPa.

A região de maior interesse do estudo é próxima às pás, justamente por ser onde as ondas de choque da cavitação afetam o rotor. Para isso são aplicados refinamentos de malha (*inflation*) no contorno das pás, definindo a espessura do primeiro elemento de malha como 1e⁻⁴ m, à taxa de 1,5 de crescimento por 10 unidades. No entanto, ao estabelecer critérios mínimos de característica de malha, este domínio se torna não estruturado em parte do rotor, ou seja, é possível aplicar a *inflation* apenas no contorno acima da pá superior, sua parte estruturada. Malhas não estruturadas são utilizadas para a modelagem de problemas de transporte devido a sua flexibilidade na discretização de geometrias complexas (Cipolla et. al., 2011).

Foram criadas 7 malhas com diferentes níveis de refino, porém mesmas características de *inflation* e condições de contorno para as simulações. A Figura 30, apresenta graficamente a convergência dos valores de altura de elevação em função do aumento do

número de elementos de malha.

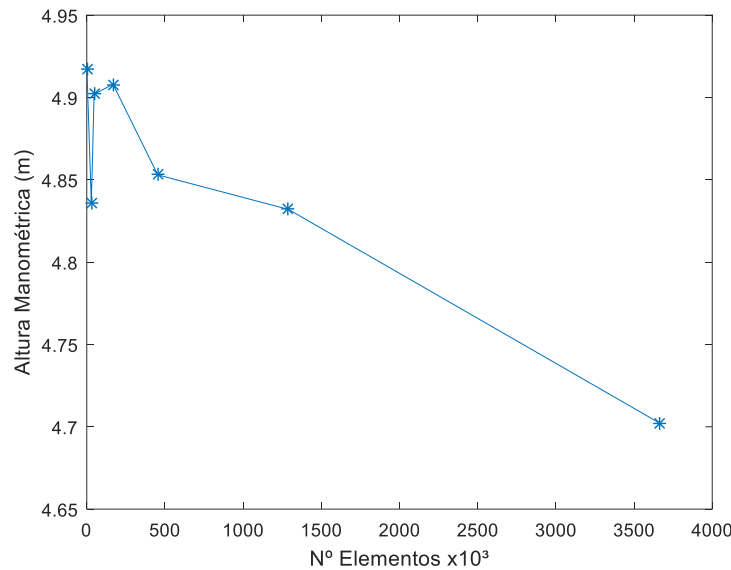


Figura 30. Curva de convergência de malha (autor)

Quanto mais refinada é a malha, menores são os erros associados aos resultados obtidos, por outro lado demandam maior esforço computacional e disponibilidade de memória. Por isso é necessário encontrar o nível de refinamento capaz de fornecer dados confiáveis em um tempo de simulação coerente (Cipolla *et. al.*, 2011) e (Ding *et. al.*, 2019). A Tabela 4 apresenta a influência do refino de malha no tempo de simulação e na sensibilidade do Y^+ .

Tabela 4. Esforço computacional por malha

Malha	Nº Elementos	Nº Nós	ΔP	H	Tempo de Simulação	Y^+
1	3.668.006	1.673	46,13	4,70	3 h	33 - 4
2	1.289.789	395.142	47,41	4,83	50 min	50 - 1
3	454.403	131.105	47,61	4,85	19 min	55 - 5
4	167.966	66.348	48,15	4,91	7 min	55 - 5
5	29.032	18.530	48,09	4,90	2 min	200 - 25
6	47.084	12.175	47,44	4,84	1 min	140 - 15
7	1.297	913	48,23	4,92	1 min	270 - 25

Para todas as simulações foram adotados critério de convergência de erros RMS de $1e^{-5}$. Esse, diferente de seu valor simples, é definido pela raiz quadrada da média dos quadrados dos resíduos de momento e massa (Gu *et. al.*, 2016).

A malha 1 possui o menor ΔP e maior convergência de resultados, porém seu tempo de simulação inviabiliza o estudo proposto, pois são necessárias inúmeras interações. Quando

comparada à malha 3, há discrepância nos valores de ΔP de apenas 3% e um ganho temporal de 2h e 31min. Dessa forma, tendo em vista a alocação de recurso necessária e a baixa diferença entre os resultados, optou-se por trabalhar com a malha 3 no desenvolvimento do estudo. As Figuras 31 e 32 apresentam as disposições dos elementos da malha 3.

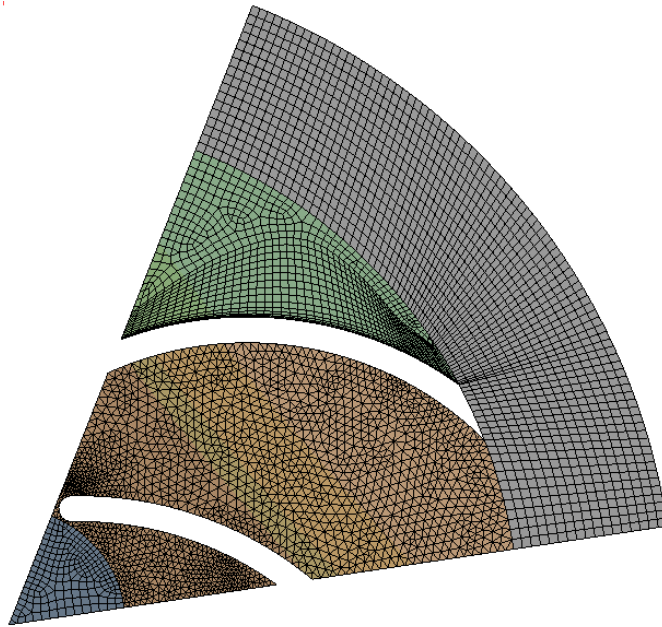


Figura 31. Malha desenvolvida sob 1/6 do rotor (autor)

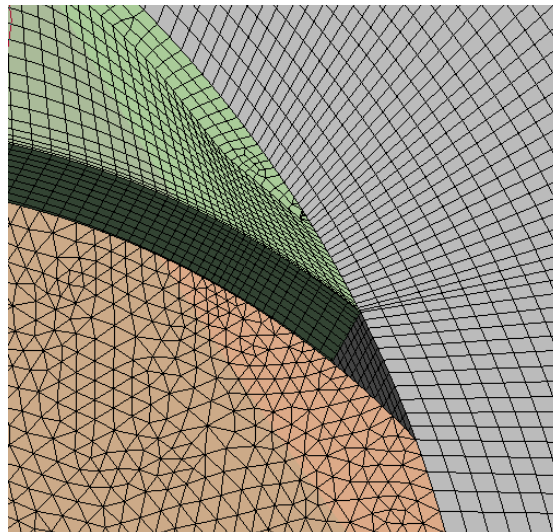


Figura 32. Foco na malha aplicada na região da pá superior (autor)

Todas as simulações foram realizadas em um computador de 3.6 GHz Intel Core i7, 32 GB RAM, uma placa de vídeo de 2GB NVIDIA DDR5 Windows 10. As simulações utilizaram Plataforma MPI Local Parallel com 2 processadores. O modelo monofásico teve em média como tempo de convergência 500 passos e 19 minutos. O modelo bifásico, por sua vez, teve em média como tempo de convergência 750 passos e 3 horas.

5 RESULTADOS

Bombas centrífugas possuem um modelo de curva característica que descrevem seu comportamento em função de parâmetros como altura de elevação, rendimento e $NPSH_{\text{requerido}}$ quando submetidos à diferentes vazões. Os resultados obtidos por meio das simulações numéricas em problemas monofásico e bifásico demandaram elevado custo computacional e temporal. Nos tópicos a seguir pode-se observar a influência da velocidade de rotação nas curvas de projeto, bem como comparar os resultados numéricos com os descritos pelo fabricante.

5.1 CURVAS CARACTERÍSTICAS DE ANÁLISE MONOFÁSICA

O trabalho abordou em seu referencial a transformação e a relação entre as componentes de energia de pressão, energia potencial e energia cinética que ocorre no processo de escoamento em rotores centrífugos. Determinou também a relação inversamente proporcional entre vazão e altura manométrica, observada pelas curvas construídas a partir das simulações numéricas para o domínio pré-existente (Figuras 33 a 35).

Também é mostrado a curva de rendimento da máquina (η), em função da vazão para cada rotação. O rendimento é calculado como sendo a razão entre a potência líquida dada ao fluido pelo rotor da máquina, e a potência total gerada pela máquina (potência consumida em caso de máquinas elétricas). Em concordância com a literatura e o descrito por Coelho (2006), Lima (2015), Ding et. al. (2011), Dario et. al. (2018), Macintyre (1997) e Henn (2006) as curvas mostram que a medida que a vazão aumenta, a energia cinética cresce em depreciação da energia de pressão, gerando curvas de altura manométrica decrescentes com o aumento do fluxo mássico.

A curva de projeto apresentada na Figura 33 foi obtida por meio de diversas simulações, as quais foram submetidas a diferentes valores de vazão enquanto a velocidade de rotação se manteve constante e igual a 1250 rpm. Pode-se observar que a curva de altura manométrica simulada (H_{simulado}) submetida a esta rotação, apresentou configuração decrescente, ou seja, a energia potencial é transformada em energia cinética, enquanto a curva de rendimento é disposta por uma curva côncava, indicando um ponto de maior rendimento e melhor operação ao atingir $Q = 0,050 \text{ m}^3/\text{s}$ de vazão. A curva de H_{infinito} remete à condição ideal de operação, onde não haveria perda alguma, assim é correto esta possuir maior capacidade de elevação do fluido, quando comparada à curva de resultados simulados (H_{simulado}), a qual sofre influência principalmente das características de arquitetura do rotor.

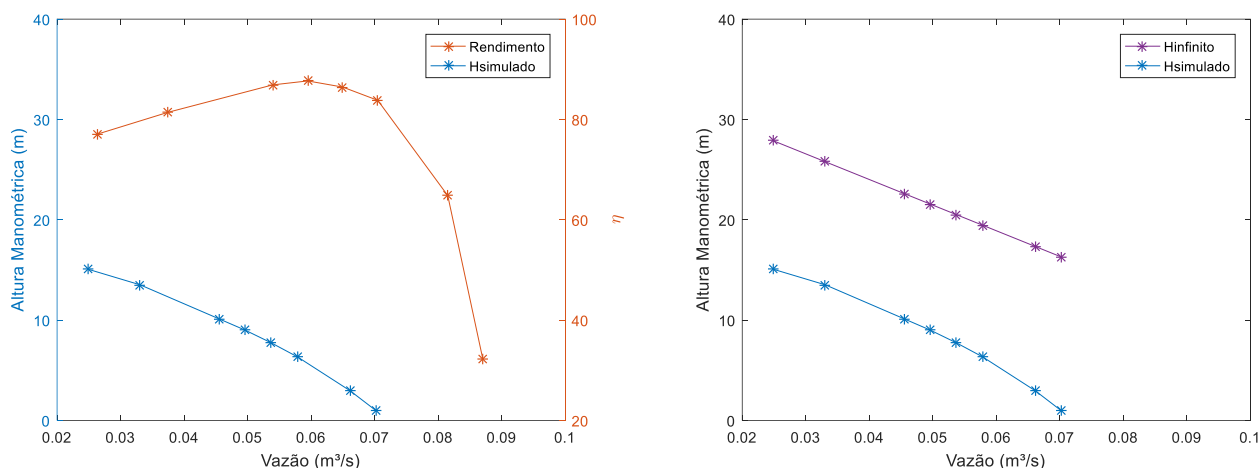


Figura 33. Curvas de projeto da máquina pré-existente em 1250rpm

Na Figura 34 é possível observar uma drástica diferença de funcionamento da máquina ao submetê-la a uma rotação superior a anterior. Nessa operação a máquina foi simulada com uma rotação de 1500 rpm, mantendo-se a faixa de vazão. Os valores obtidos mostram que a altura de elevação é acrescida no início e o rendimento se mantém semelhante ao anterior. Porém, nota-se o deslocamento do ponto ótimo de operação de vazão $Q = 0,058 \text{ m}^3/\text{s}$ para o ponto de vazão $Q = 0,07 \text{ m}^3/\text{s}$. Nota-se ainda, que o aumento da velocidade de rotação ocasionou um maior distanciamento entre as curvas de H_{infinito} e H_{simulado} , do qual percebe-se a influência dos efeitos viscosos na redução da capacidade de elevação do fluido em relação a sua capacidade teórica ideal e, a deficiência da Equação de Euler por não considerar esses efeitos.

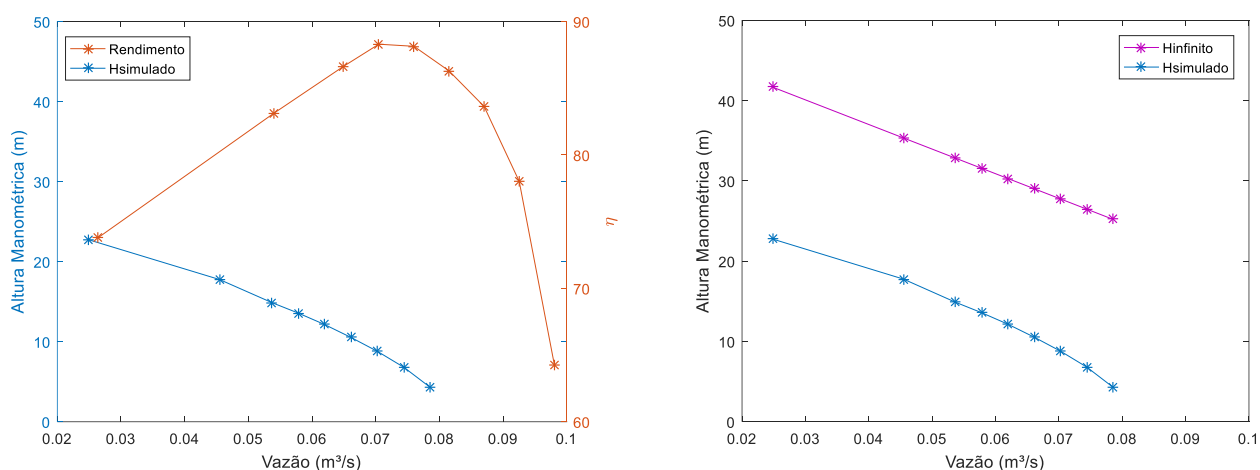


Figura 34. Curvas de projeto da máquina pré-existente em 1500rpm

Mantido o escopo do projeto de variação de rotação, a Figura 35, quando avaliada sob rotação de 2000 rpm, mostra-se analiticamente mais eficiente que as demais apresentadas. A bomba teve um acréscimo relevante em sua capacidade elevação do fluido e seu ponto ótimo

de operação variou conforme o esperado, deslocando-se para a vazão $Q = 0,078 \text{ m}^3/\text{s}$, enquanto o rendimento oscilou entre 79% e 88%, o que indica uma concordância com a literatura encontrada em Henn (2006). A curva de altura de elevação teórica, por sua vez, apresentou-se consideravelmente acima da curva de altura manométrica simulada, em comparação a anterior. Este é resultado da maior incidência das perdas associadas à elevada energia cinética do fluido.

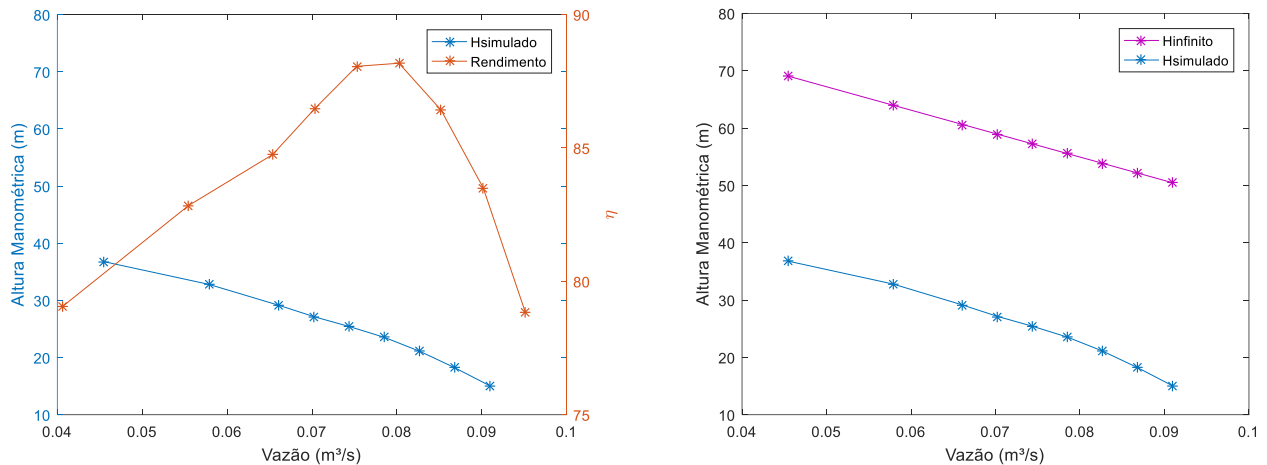


Figura 35. Curvas de projeto da máquina pré-existente em 2000rpm

É visto que a vazão máxima atingida pela máquina não é sempre a mais indicada para operação, sabendo que a curva de rendimento se aproxima de uma parábola de concavidade para baixo. Assim sendo, a mesma decai depois de seu ponto máximo. Dessa forma, os pontos de maior rendimento determinam a vazão e altura manométrica ótima de trabalho.

Em uma segunda análise, partindo da geometria construída pelo autor, redesenhada com base no desenho técnico da bomba centrífuga SCX1 fornecido pelo fabricante Somar, são realizadas simulações para determinar o comportamento da curva característica de altura manométrica para uma faixa de vazão similar a informada pelo catálogo, aplicadas as leis de semelhança apresentadas no item 3.7 para operação sob rotação de 1500 rpm. A Figura 36 apresenta o comportamento do domínio simulado por sua forma teórica ideal e sua curva real, onde em concordância com o apresentado pela literatura no item 3.5. A curva real possui menor capacidade de elevação e é descrita por uma relação quadrática entre vazão e altura manométrica, sendo influenciada apenas pelas características físicas do rotor, como espessura de pá e número de pás, as quais fazem com que a relação linear passe a ser descrita por uma curva, conforme a literatura e o apresentado pela Figura 17.

A curva obtida na simulação, conforme a Figura 36, mostra que quando a vazão está muito baixa, os efeitos causadores de perda não possuem grande influência no escoamento,

dessa forma a proximidade entre os valores técnicos e simulados para a vazão $Q = 0,00029 \text{ m}^3/\text{s}$ valida a geometria e a malha adotada para solução do problema. A curva de rendimento da máquina física, por sua vez, foi calculada pela relação entre a potência hidráulica da bomba para 1500 rpm e a potência elétrica e foram obtidos resultados de rendimento entre 4,6% e 9,8%. Este baixo resultado se deve principalmente por ter sido adotada no cálculo, a potência elétrica informada pelo fabricante para velocidade de rotação de 3450 rpm e não a respectiva para 1500 rpm por se tratar de uma informação obtida apenas experimentalmente. Mesmo assim, nota-se a proximidade entre os pontos de vazão para o máximo rendimento, sendo de $Q = 0,002052898 \text{ m}^3/\text{s}$ para o domínio simulado e $Q = 0,00099034 \text{ m}^3/\text{s}$ para a máquina física.

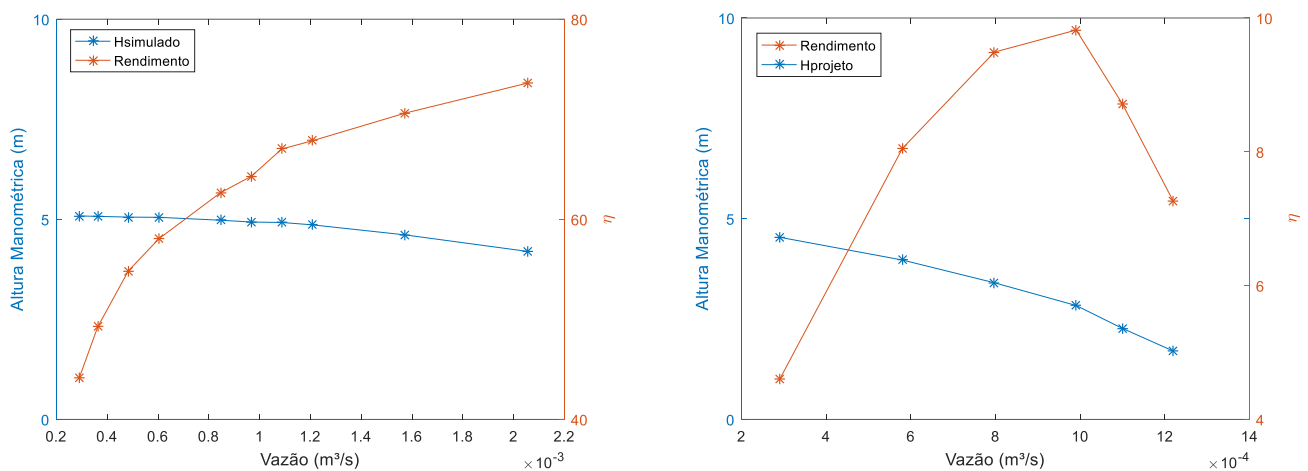


Figura 36. À esquerda a curva para máquina simulada. À direita curva a partir dos dados do fabricante.

Ambas à 1500 rpm.

Com o aumento da vazão nota-se o aumento da divergência entre os resultados da curva técnica e simulada (Figura 37). A não consideração da voluta no domínio computacional tem grande influência neste resultado, tornando lento o decaimento do valor de altura manométrica. Pelo aumento da velocidade do escoamento, as perdas por efeitos viscosos também passam a ser mais influentes, este fato sendo representado pela distância entre os resultados técnicos e o obtido pela equação de bombas ideais, H_{infinito} . A discrepância entre as curvas é ainda correlacionada à erros numéricos, incertezas quanto à rugosidade do rotor, difícil modelagem da existência de vazamentos e a consideração de perdas em outros componentes mecânicos da bomba centrífuga (Bezerra, 2018).

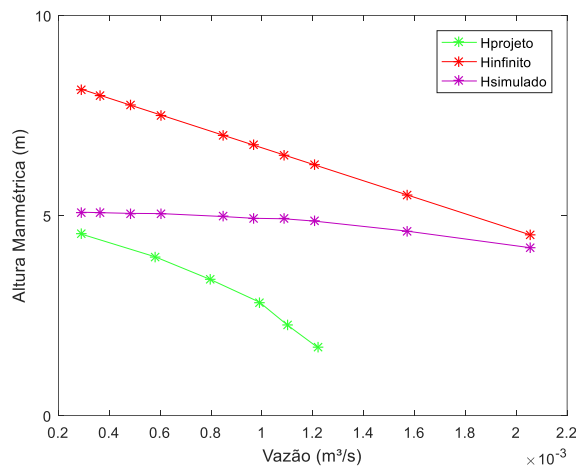


Figura 37. Comparação entre curvas de altura manométrica

A partir da obtenção do ponto ótimo de operação de cada máquina, é possível conhecer os respectivos fatores de velocidade específica (nq), por meio da Equação 3. Para fim de comparação, todos foram dimensionados para a mesma rotação de 1500 rpm. A bomba centrífuga de domínio pré-existente, apresenta em seu ponto de maior eficiência como altura manométrica de elevação $H_{\text{man}} = 13,59$ m e vazão $Q = 0,05786$ m³/s, a qual resulta em um fator de velocidade específica $nq = 51,04$. O domínio computacional construído pelo autor, apresentou, para dada rotação, os valores de seu ponto ótimo como $H_{\text{man}} = 4,19$ m e $Q = 0,00205$ m³/s, resultando em $nq = 23,17$. Com base nos dados técnicos fornecidos pelo fabricante e no item 3.7 de semelhança de máquinas, para a rotação de 1500 rpm a bomba centrífuga real tem seu ponto de melhor rendimento para $H_{\text{man}} = 2,84$, $Q = 0,00099$ m³/s e $nq = 21,60$.

Os resultados divergentes de velocidade específica, indicam a não paridade de semelhança entre as máquinas simuladas numericamente neste trabalho (pré-existente e SCX1). Apesar de a máquina SCX1 apresentar diferentes valores de nq entre o domínio computacional e físico, estes possuem uma baixa variação, a qual valida a semelhança entre os modelos.

5.2 CURVAS CARACTERÍSTICAS DE $NPSH_{\text{requerido}}$ – ANÁLISE BIFÁSICA

Segundo Coelho (2006), a análise de cavitação deve ser feita no ponto ótimo de operação da máquina. Assim, para as simulações envolvendo cavitação foi mantida a vazão de projeto da máquina enquanto a pressão relativa de saída é reduzida gradualmente. Esta acarreta a diminuição das pressões de entrada e saída do fluido, propiciando um decaimento da altura manométrica da máquina fomentada pelo surgimento da cavitação. A altura manométrica bifásica é então simulada, $H_{\text{man-Bi}}$, e apresentada em forma de rendimento,

η_{NPSH} , em relação à altura manométrica de projeto, $H_{man-proj}$, ou seja

$$\eta_{NPSH} = \frac{H_{man-Bi}}{H_{man-proj}} * 100 \quad \text{Equação 83}$$

No eixo das abcissas das Figuras 38 e 41 estão computados o valor de $NPSH_{requerido}$ da máquina, que em última análise é a energia total do escoamento na entrada do rotor. Sendo esse dado por:

$$NPSH_{requerido} = \frac{P_{entrada} - P_{vapor}}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \quad \text{Equação 84}$$

$$NPSH_{requerido} = \Delta H_{NPSH} + \frac{V^2}{2g} \quad \text{Equação 85}$$

Onde a $P_{entrada}$ é a pressão da entrada do rotor, a qual é variada, P_{vapor} é um valor constante da pressão de vapor do fluido água e V é a velocidade absoluta do fluido. Assim, o $NPSH_{requerido}$ da máquina em suas diferentes rotações será, segundo (Bakir et. al., 2004) e (Schiavello e Visser, 2009), identificado no ponto em que $\eta_{NPSH} \leq 97\%$. Esse é definido como o valor onde a energia dada a máquina pelo fluido reduz em 3%, e, com a contínua queda de energia a formação de vapor se intensifica na máquina levando-a a menores níveis de eficiência.

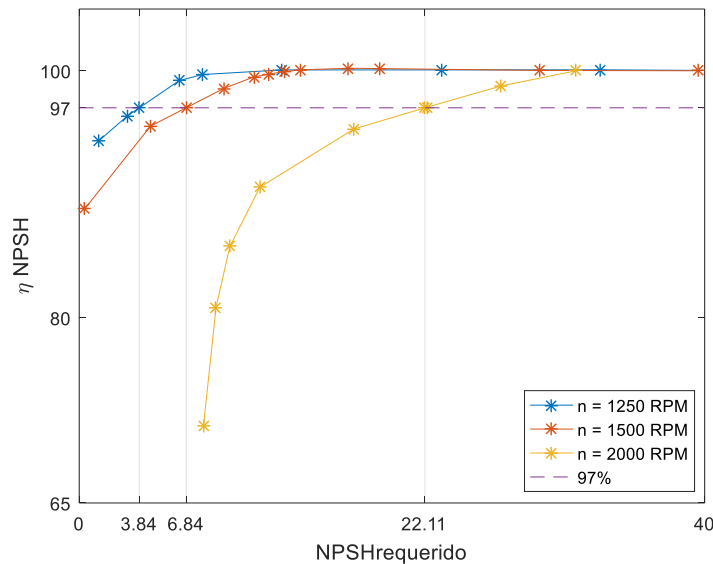


Figura 38. Decaimento do $NPSH_{requerido}$ para diferentes rotações para domínio pré-existente

Na Figura 38 é observado que para todas as curvas, mesmo sob diferentes rotações, foi mantido o comportamento característico das curvas de cavitação. Baseado em Abdulaziz e Kotb (2015), máquinas operantes em 97% de rendimento (ou abaixo), trabalham sob cavitação, e são atingidas pela deterioração. Para rotação de 2000 rpm, este percentual é

atingido em $NPSH_{requerido} = 22,11$ m. Enquanto para rotações mais baixas, esse valor encontra-se em 6,84 m e 3,84 m para as velocidades rotacional de 1500 e 1250 rpm respectivamente. Tal informação é importante pois representa uma forma de quantificar a energia mínima necessária na entrada da máquina para que o processo de cavitação não se inicie. Em suma, para a rotação de 2000 rpm é necessário que na entrada da máquina haja uma energia mínima disponível de 22,11 m.

A Figura 39 evidencia o crescimento da região onde encontra-se vapor d'água em concentração de 10%, em função da redução da pressão de saída e consequente redução na pressão de entrada para o domínio pré-existente sob 2000 rpm. Em $P_{saída} = 400$ kPa, têm-se $\eta_{NPSH} = 97\%$ representando a instalação da cavitação incipiente. A redução da pressão para $P_{saída} = 230$ kPa proporciona um maior desequilíbrio no escoamento descrito pela Equação 1 e faz com que haja aumento na concentração de gás, este é responsável também pela redução para $\eta_{NPSH} = 81\%$ na eficiência de operação, onde tem-se a instalação da cavitação plena no escoamento. Nota-se também que esta concentração se limita a apenas a região de entrada do rotor, indo de encontro ao pressuposto pela literatura.

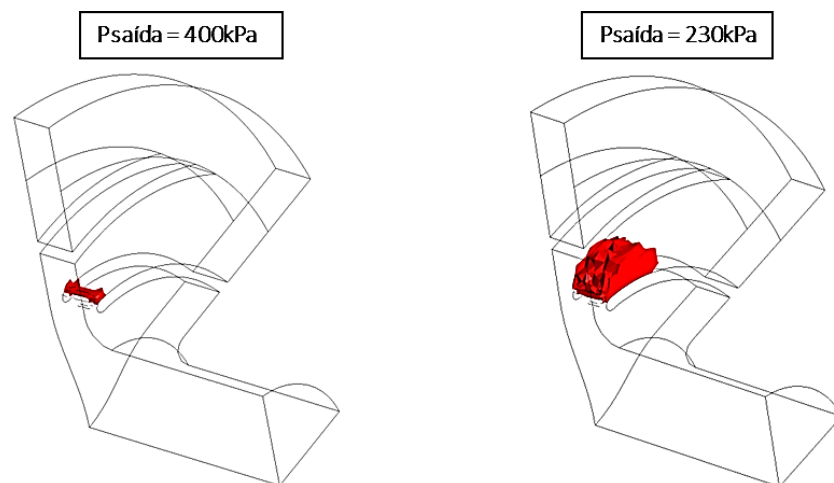


Figura 39. Presença de vapor em função da pressão de saída

O comportamento da curva de decaimento de $NPSH_{requerido}$ da bomba centrífuga SCX1 de domínio computacional construído pelo autor, não pode ser comparada à Figura 38 por não se tratar de máquinas semelhantes, no entanto o comportamento característico da curva de cavitação é mantido.

As curvas características de energia e $NPSH_{requerido}$ da bomba centrífuga SCX1 são mostradas na Figura 40 (a, b), porém para rotações 3450 e 4500 rpm. Tal escolha de rotação deu-se pelo fato de que a máquina trabalhando em 1500 rpm não mostrou decaimento de 3%

em sua curva manométrica, Figura 41.

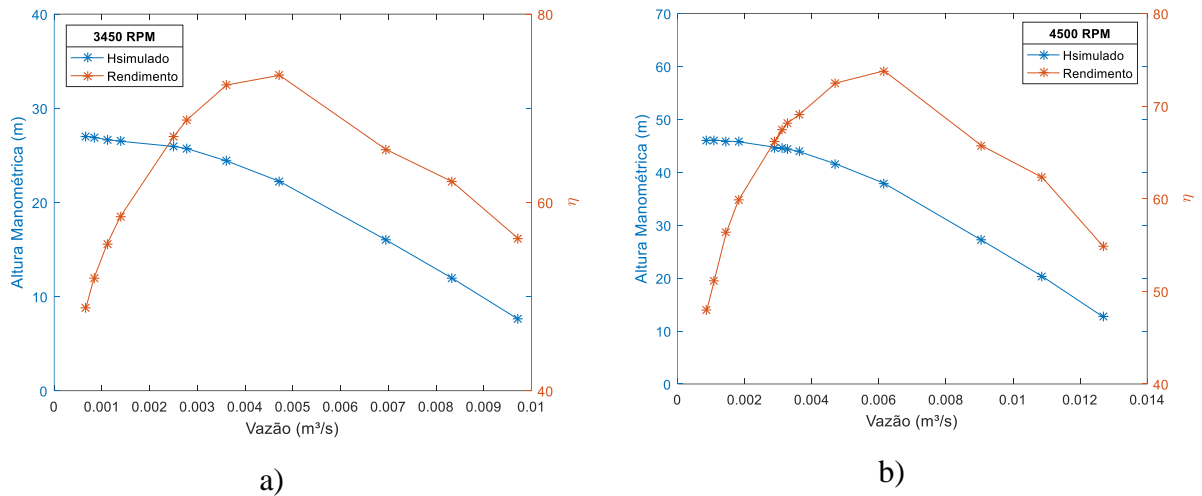


Figura 40. Curva de projeto da máquina SCX1. a) rotação de 3450rpm. (b) rotação de 4500rpm.

Tendo em vista o concluído sobre a influência da velocidade de rotação na incidência do fenômeno, apresentado no domínio acima, foram feitas novas curvas de altura manométrica e $NPSH_{requerido}$ para a condição de velocidade de rotação ótima descrita em seus dados técnicos (3450 rpm). Nesta o rendimento máximo alcançado foi de 74% para valor de e altura manométrica de elevação $H = 21,8$ m e vazão $Q = 0,004$ m³/s, tem seu ponto ótimo deslocado para maiores valores de vazão, quando comparado à curva de 1500 rpm (Figura 40). Em seguida foi feita nova curva de $NPSH_{requerido}$ para este ponto de condições ótimas. Para esta, com as condições adotadas no modelo computacional, também não foi observada alteração significativa na eficiência da máquina, a qual sugerisse a presença da cavitação (Figura 41).

Ainda sob a ótica da influência da rotação na presença da cavitação, foi realizada mais uma nova simulação de altura manométrica e posterior nova curva de $NPSH_{requerido}$ para rotação de 4500 rpm (Figura 40). São determinados o máximo rendimento de 74% para o par ordenado de vazão $Q = 0,006$ m³/s e altura manométrica $H = 37,1$ m, o qual demonstra o aumento significativo da capacidade de elevação de fluido pela máquina. Neste caso, a partir da Figura 41, é possível observar a manutenção do rendimento máximo em função da alteração da pressão, até que em $NPSH_{requerido} = 5,45$ m inicia-se o descolamento e, em $NPSH_{requerido} = 4,28$ m têm-se o decaimento de 3% no rendimento da máquina, a partir desse ponto observa-se uma queda acentuada em sua eficiência. A Figura 41 apresenta as curvas de decaimento da máquina SCX1 para as três rotações.

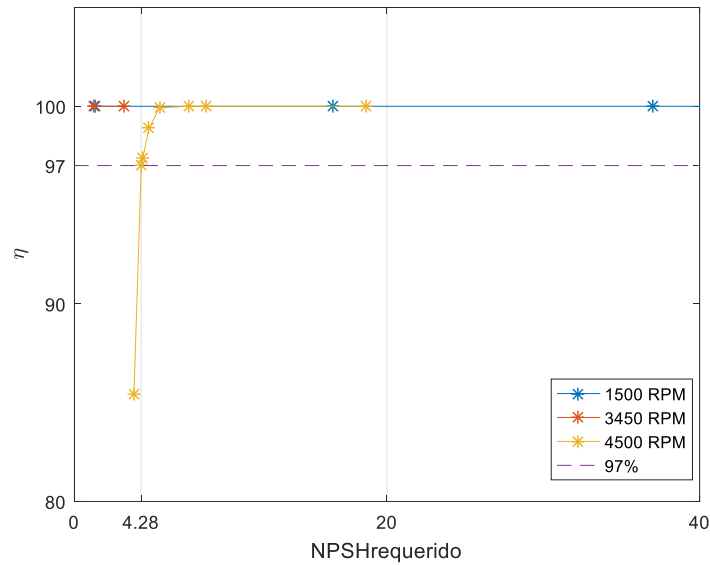


Figura 41. Decaimento do NPSH requerido para diferentes rotações para domínio SCX1

Ao comparar as Figuras 38 e 41, observa-se que apesar de a máquina SCX1 possuir maior velocidade de rotação, sua energia mínima requerida para não cavitatar é inferior à de domínio pré-existente. O $NPSH_{crítico}$, além de ser representado pela variação de pressão de entrada e a pressão de vapor (Equação 84), é calculado também em função do fator de Thoma.

$$NPSH_{crítico} = \sigma_{crítico} * H_{manométrico} \quad \text{Equação 86}$$

A Equação 2 aborda a proporcionalidade direta entre o aumento da velocidade específica e o aumento do coeficiente de cavitação. Com base na Equação 86, conclui-se que o coeficiente de cavitação possui relação direta com o $NPSH_{crítico}$, logo aumento da velocidade específica de operação de uma máquina implica no significativo crescimento da energia mínima requerida.

Uma modificação na velocidade de rotação, tem como consequência uma alteração na vazão da máquina. Dessa forma, é válida a comparação com os resultados de Rakibuzzaman et. al, (2016), onde a vazão é acrescida e a curva de NPSH se manteve constante até o ponto em que a pressão interna foi suficientemente baixa para o início do desprendimento de vapor do líquido. É consenso na literatura adotar que até o decaimento da eficiência coeficiente de altura manométrica em 3% o fenômeno de cavitação esteja instalado em sua forma incipiente, e após este, encontra-se em forma plena.

5.3 FATOR DE THOMA (σ)

O valor de $NPSH_{requerido}$ em $\eta_{NPSH} = 97\%$ é também denominado $NPSH_{crítico}$ e

determina a energia mínima disponível em um sistema para evitar a instalação da cavitação, ou seja, abaixo deste, encontra-se a cavitação plenamente instalada no escoamento. Vale ressaltar que o $NPSH_{crítico}$ varia em função da velocidade específica (nq), da velocidade de rotação da máquina e em função de características do escoamento. O $NPSH_{crítico}$, além de ser representado pela variação de pressão de entrada e a pressão de vapor (Equação 84), é calculado também em função do fator de Thoma.

Como apresentado pela Equação 2, o fator de Thoma é definido pela velocidade específica da máquina (nq) e por uma constante empírica (c) definida pelo tipo de máquina de fluxo. De forma rearranjada, infere-se que a constante é obtida pelas Equações 87, 88 e 89.

$$\sigma = \frac{\Delta H_{NPSH}}{H_{manométrico}} \quad \text{Equação 87}$$

$$\sigma = c * nq^{\frac{4}{3}} \quad \text{Equação 88}$$

$$c = \frac{\sigma}{nq^{\frac{4}{3}}} \quad \text{Equação 89}$$

A partir da Equação 87 e 89, foram calculados os valores para a constante c para cada velocidade de rotação, com base nos resultados das respectivas simulações numéricas (Tabela 5).

Tabela 5. Resultados numéricos para constante c para o domínio pré-existente

Domínio	nq	Velocidade de rotação	Constante (c)
Pré-existente	53,55	1250 rpm	0,0021
	51,03	1500 rpm	0,0026
	52,46	2000 rpm	0,0047
SCX1	23,11	4500 rpm	0,0017

Os coeficientes encontrados apesar de apresentarem dispersão estão dentro do preconizado pela literatura. Para o domínio SCX1, o qual foi desenvolvido pelo autor e realizada análise de malha, obteve-se o resultado mais próximo e com baixa discrepância em relação ao preconizado por Macintyre (1997) para bombas (Tabela 1). Nota-se ainda que o aumento na velocidade de rotação implica em uma maior divergência nos resultados.

Porto (1998), por outro lado, descreve o coeficiente σ por função de ns e propõem para a constante c , valor acima dos descritos por Macintyre (1997) (Equação 90).

$$\sigma = 0,2235 * ns^{\frac{4}{3}} \quad \text{Equação 90}$$

A fim de validar os resultados obtidos pelas simulações numéricas do rotor da bomba centrífuga SCX1 e do rotor de domínio pré-existente, esses são comparados aos resultados

obtidos por Silva et. al. (2002) e a equação descrita por Porto (1998). O coeficiente velocidade específica (ns), por sua vez, passa a ser calculado pela Equação 4.

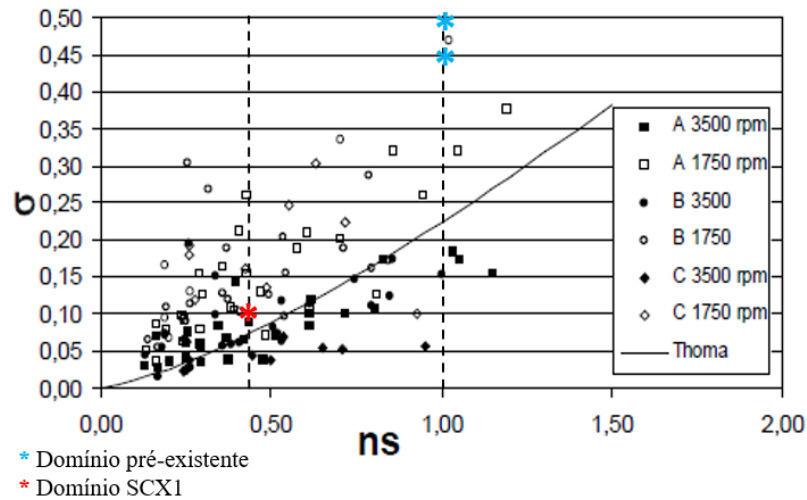


Figura 42. Comportamento do ns das máquinas simuladas em função do σ (adaptado de Silva et. al., 2002)

Pela Figura 42, os pontos descritos para a máquina de domínio pré-existente apresentam-se distantes da curva descrita por Porto (1998), porém ainda assim são concordantes com a dispersão dos resultados obtidos por Silva et. al. (2002). Nota-se que para a máquina SCX1, de menor velocidade específica, esta diferença entre os resultados diminui, como é evidenciado pela concentração de resultados de Silva et. al. (2002) para valores de ns inferiores a 0,5.

Com os dados obtidos em ambos os domínios, foi criada uma linha de tendência entre os resultados do domínio pré-existente e do domínio SCX1. Esta curva pode ainda ser descrita por uma função quadrática (Equação 91).

$$\sigma_{\text{crítico}} = 0,5 * ns^2 \quad \text{Equação 91}$$

A Figura 43 apresenta os pontos obtidos pelas simulações de domínio pré-existente e domínio SCX1, bem como sua curva de tendência e a curva sugerida por Porto (1998). Nota-se que o comportamento de dispersão para maiores valores de velocidade específica (ns) também permanece quando comparados à curva de tendência, sendo agravado pelo aumento da velocidade de rotação.

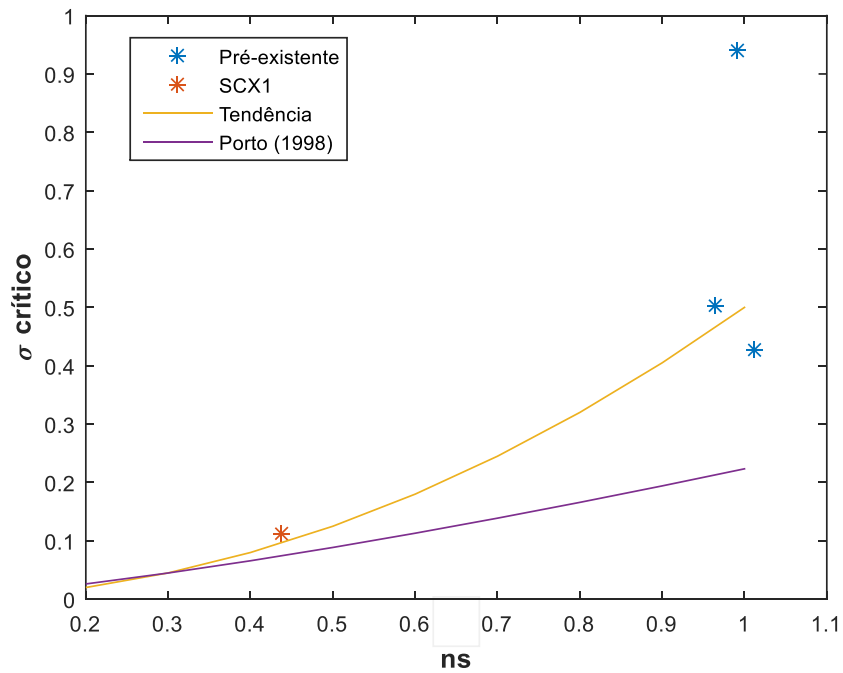


Figura 43. Curva de tendência ns

A alocação dos pontos de ambos os domínios segue o comportamento esperado pelos modelos propostos, validando a geometria computacional construída, a eficiência da análise de malha realizada, as condições de contorno adotadas, a simulação numérica desenvolvida e os resultados obtidos neste trabalho.

6 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve por objetivo a modelagem numérica do domínio fluido de uma fração de um rotor centrifugo por meio da análise computacional fluidodinâmica utilizando o *software ANSYS 13*. Essa ferramenta é de grande valia na engenharia por permitir o estudo de sistemas os quais experimentalmente demandariam elevado investimento financeiro e espaço físico.

Foram obtidas as curvas características em cada situação. Inicialmente as simulações foram feitas para diferentes velocidades de rotação. A turbulência foi modelada através do modelo $k-\omega$ -SST, considerando um problema estacionário e incompressível, tendo água à 25°C como fluido de trabalho.

Na segunda etapa foram construídas curvas de cavitação para cada rotação. Nessa etapa do trabalho foi considerado um problema bifásico tendo água e vapor de água como fluido de trabalho. Todos os casos foram simulados em uma plataforma comercial de volumes finitos utilizando o pacote *ANSYS – CFX V13*.

A partir dos dados obtidos com o fabricante Somar e com auxílio de um software CAD, foi construído o modelo tridimensional e posteriormente foi possível gerar uma malha e analisar a conformidade na independência de malha adotada no estudo. Em seguida, foi realizada diversas simulações numéricas computacionais para obter as curvas de altura de elevação manométrica ideias teóricas e reais.

Os resultados da simulação em regime monofásico seguem o característico de bombas centrifugas por apresentarem relação inversamente proporcional entre vazão e altura manométrica de elevação, bem como o comportamento parabólico de concavidade negativa do rendimento em função da vazão. O aumento da velocidade de rotação do escoamento proporciona uma variação positiva nos pontos de projeto, a qual vai de encontro com o comportamento intrínseco a máquinas centrífugas, abordado por Dario et. al. (2018), Coelho (2006), Lima (2015) e Ding et. al. (2019). Quando comparada aos dados técnicos apresentados pelo catálogo do fabricante, notou-se maior dispersão dos resultados em função do aumento da vazão, onde está caracteriza a influência das perdas hidráulicas e mecânicas presentes em uma máquina com voluta e demais outros componentes.

Submetida ao escoamento bifásico, obteve-se a curva de $NPSH_{requerido}$ para cada máquina e velocidade de rotação. Foi observado que o aumento da rotação implica no aumento da energia mínima requerida ($NPSH_{requerido}$ crítico) pela máquina para a não ocorrência da cavitação. Assim, caso não haja uma grande quantidade de energia disponível ($NPSH_{disponivel}$) na região de entrada da máquina, o surgimento do fenômeno de cavitação é

facilitado. Em seguida percebe-se a alteração no funcionamento da máquina reduzindo sua eficiência e causando erosões nas pás e danos estruturais, acarretando em novas perdas de pressão e estabelecendo a cavitação plena na bomba.

O aumento do $NPSH_{requerido}$ em função do aumento da velocidade específica é proporcional à relação entre o coeficiente de cavitação e o coeficiente de altura manométrica. A constante de proporcionalidade do coeficiente de cavitação foi obtida a partir dos resultados simulados e se mostrou satisfatória e conforme a literatura apresentada por Macintyre (1997). O termo de velocidade específica equacionado por Thoma sugere expoente inferior ao dado pela curva de tendência dos dados simulados numericamente, no entanto a dispersão dos resultados permanece de acordo com o obtido por Silva et. al. (2002). Dessa forma, encontram-se em concordância também com os resultados obtidos por Rakibuzzaman et. al. (2016), Schiavello e Visser (2009), Binama (2016) e Bakir (2004).

A simulação computacional em software Ansys CFX é utilizada amplamente na literatura para previsão e compreensão do fenômeno da cavitação e os dados obtidos se mostraram satisfatórios para análise da influência da rotação na facilitação à cavitação por se apresentarem similares qualitativamente e com baixa dispersão quantitativa.

Para trabalhos futuros, recomenda-se a inclusão das perdas, construção da voluta e análise da interação entre os componentes da bomba, realizar estudo sob modelos de turbulência mais robustos e por fim o estudo experimental para validação do modelo numérico produzido.

REFERÊNCIAS

- ABDULAZIZ, A. M.; KOTB, A. Detection of pump cavitation by vibration signature. **Australian Journal of Mechanical Engineering**, v. 15, n. 2, p. 103-110, 2017.
- AGOSTIN, M. C. **Revisitando a primeira lei da termodinâmica**. 2020. Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP.
- ALÉ, J. A. V. **Sistemas fluidomecânicos**. Apostila, Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul–PUCRS, Porto Alegre, 2011.
- ANSYS, I. **ANSYS CFX - Solver Theory Guide**, Ansys CFX Release. 2006. 312f. (Manual). Canonsburg, PA - USA, 2006.
- BACHAROUDIS, E. C; FILIOS, A. E.; MENTZOS, M. D.; MARGARIS, D. P. Parametric Study of a Centrifugal Pump Impeller by Varying the Outlet Blade Angle. **The Open Mechanical Engineering Journal**, Greece, v.2, p. 75-83, 2008.
- BAKIR, F.; REY R.; GERBER, A. G.; HUTCHINSON, B. BELAMRI, T. Numerical and experimental investigations of the cavitating behavior of an inducer. **International Journal of Rotating Machinery**. v. 10, p 15-25, 2004.
- BARBARESCO, E. B. **Desenvolvimento de uma infraestrutura para o estudo de desgaste erosivo e corrosão em bombas centrífugas submersas da indústria do petróleo**. 2011. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2011.
- BEZERRA, A. R. A. **Utilização da fluidodinâmica computacional como ferramenta de estudo em bombas centrífugas**. 2018. Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2018.
- BIAZUSSI, J. L. **Modelo de deslizamento para escoamento gás-líquido em bomba centrífuga submersa operando com líquido de baixa viscosidade**. 2014. Tese (Doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2014.
- BINAMA, M.; MUHIRWA, A.; BISENGIMANA, E. Cavitation effects in centrifugal pumps- A review. **Journal of Engineering Research and Applications**, v. 6, n. 5, p. 52-63, 2016.
- BORGES, S. S. **Análise da geração de ruído em ventiladores de fluxo axial composto por rotores centrífugos de pás radiais**. 2013. Dissertação (Mestrado). – Universidade do Estado de Santa Catarina, 2013.
- BRUNETTI, F. **Mecânica dos fluidos**. 2ª Edição. São Paulo. Pearson Educación, 2008.

- CANAVELIS, R. Effects of velocity and static pressure on cavitation damage. **Electricite de France**, p. 061-230, 1967.
- CARUSO, F.; MESKELL, C. Effect of the axial gap on the energy consumption of a single-blade wastewater pump. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, p. 1-8, 2020.
- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. Mecânica dos Fluidos – Fundamentos e Aplicações. 1ª edição. São Paulo. McGrawHill, 2007
- CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A.; Termodinâmica. 5ª Edição. São Paul. Mc. Graw Hill, 2006.
- CIPOLLA, E. Z.; SILVA, F. G. B.; FILHO, G. L. T.; BARROS, R. M. Avaliação da distribuição de velocidades em uma bomba centrífuga radial utilizando técnicas de CFD. **RBRH: Revista Brasileira de Recursos Hídricos**, v. 16, n. 3, p. 71-79, 2011.
- COELHO, W. R. **Análise do fenômeno de cavitação em bomba centrífuga**. 2006. Dissertação (Mestrado). Universidade Estadual Paulista, 2006.
- GRAH, Vanessa F.; BOTREL, T. A.; PONCIANO, I. M.; DAMASCENO, A. P. A. B.; SALVADOR, C. A.; ALVES, D. G. Solução alternativa para bombeamento de água e automação da irrigação sem o uso de energia elétrica. **Irriga Winotec**, v. 1, n. 01, p. 309-323, 2012.
- DING, H.; LI Z.; GONG X.; LI M. The influence of blade outlet angle on the performance of centrifugal pump with high specific speed. **Vacuum**, v. 159, p. 239-246, 2019.
- FRIEDRICH, J.; KOSYNA, G. Rotating cavitation in a centrifugal pump impeller of low specific speed. **Journal of Fluids Engineering**. v. 124, n. 2, p. 356-362, 2002.
- GOMES, T. F. **Estudo numérico do escoamento entre cilindros dispostos lado a lado: efeito da interação entre esteiras nos coeficientes aerodinâmicos e no desprendimento de vórtices**. 2019. Dissertação (Mestrado) – Universidade de Brasília, Brasília, 2019.
- GU, Y; PEI J.; YUAN, S.; ZHANG, J.; WANG, W. Multi-objective optimization of centrifugal pump impeller based on kriging model and multi-island genetic algorithm. **International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery**. Honolulu, United States, 2016.
- GULICH, J. F. Centrifugal Pumps. **Editora Springer-Verlag Berlin Heidelberg**, 2008.
- HENN, É. A. L. Máquinas de Fluido. 2ª Edição. Santa Maria. **Editora UFSM**, 2006.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, P.; BERGMAN, T. L. Fundamentos de Transferência de Calor E de Massa. **Grupo Gen-LTC**, 2000.

- ISO 9906 – Rotodynamic pumps - Hydraulic performance acceptance tests, Grades 1 and 2, 1999.
- JEANTY, F.; ANDRADE, J.; ASUAJE, M.; KENYERY, F.; VASQUEZ, A.; AGUILLON, O.; TREMANTE, A. Numerical simulation of cavitation phenomena in a centrifugal pump. **Fluids Engineering Division Summer Meeting**. 2009. p. 331-338.
- KOLMOGOROV, A.N. Dissipation of Energy in Locally Isotropic Turbulence. **Proceedings of the USSR Academy of Sciences**, Russica: 32: 16-18. 1941.
- LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. Computer Methods Appl. Mech. Eng, v. 3, n. 2, p. 269-289, 1974.
- LIMA, C. A. **Análise da cavitação em bombas centrífugas e seus impactos sobre a eficiência hidroenergética**. 2015. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2015.
- MACINTYRE, A. J. Bombas e Instalações de Bombeamento, 2^a. rev. Rio de Janeiro: LTC, 1997.
- MAITELLI, CWSP. Simulação do Escoamento monofásico em um Estágio de uma Bomba Centrífuga Utilizando Técnicas de Fluidodinâmica Computacional. 2010. Tese (Doutorado). Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2010.
- MENTER, F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. **AIAA Journal**, v.32, n. 8, p. 1598-1605, 1994.
- MENTER, F. R. et. al. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. **Turbulence, heat and mass transfer**, v. 4, n. 1, p. 625-632, 2003.
- NICOLI, E. P.; GILSON, A. J. Análise experimental de curvas de bombas centrífugas radiais. 2004
- OFUCHI, E. M. **Desenvolvimento de um método para correção de curvas de desempenho em bombas centrífugas submersas operando com fluidos viscosos**. 2015. Dissertação (Mestrado). Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2015.
- PFLEIDERER, C. Máquinas de fluxo. LTC, 1979.
- POPE, S. Turbulent Flows. **Cambridge Cornell University**. 2000.
- PORTO, R. M. Hidráulica básica. Projeto Reenge. EESC-USP. 1998.
- RAKIBUZZAMAN, M.; KIM, K.; SUH, S. Numerical analysis of cavitation phenomena with variable speed centrifugal pump. **Journal of Power Technologies**, v. 96, n. 4, p. 306-311, 2016.

- SCHIAVELLO, B; VISSER, F. C. Pump Cavitation: various NPSHR criteria, NPSHA margins, impeller life expectancy. In: **Proceedings of the 25th international pump user's symposium**. Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories, 2009.
- SCHWARZ, L. N. **Dimensionamento de um rotor para uma bomba centrífuga**. 2020. Monografia (Graduação). Universidade Regional do Nordeste do Estado do Rio Grande do Sul, Panambi, 2020.
- SEGALA, W. **Simulação Numérica do Escoamento Monofásico no Primeiro Estágio de uma Bomba Centrífuga de Duplo Estágio**. Dissertação (Mestrado) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2010.
- SEPANOFF, A. J. Centrifugal and Axial Flow Pumps. **John Wiley & Sons. INC.**, N. Y., 1957.
- SILVA, F. G. B.; ARENS, H. G.; NEVES, L. A. Curva NPSH (Q) de uma bomba centrífuga radial para rotações não padronizadas. **Revista Brasileira de Recursos Hídricos**, v.7, n.2, p. 57-62, 2002.
- SILVA, T. R. **Análise da influência da variação de parâmetros operacionais e construtivos na melhoria da eficiência energética de um sistema de bombeio**. 2013. Monografia (Graduação), Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.
- SIMÕES, A. L. A. **Considerações sobre a hidráulica de vertedores em degraus: metodologias adimensionais para pré-dimensionamento**. 2008. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo, São Carlos, 2008.
- SOMAR. Catálogo de Produtos: motobombas centrifugas monoestágio. Publicação Eletrônica, 2005.
- SZALA, M.; ŁUKASIK, D. Cavitation wear of pump impellers. **Journal of Technology and Exploitation in Mechanical Engineering**, v. 2, n. 1, p. 40-44, 2016.
- WYLEN, G. J. V.; SONNTAG, R. E; BORGNAKKE, C. Fundamentos da termodinâmica clássica. **Edgard Blucher**, 2006.
- YE, Z.; GHASSEMI, A. Injection-induced shear slip and permeability enhancement in granite fractures. **Journal of Geophysical Research: Solid Earth**, v. 123, n. 10, p. 9009-9032, 2018.

ANEXO I – Catálogo da máquina SCX1

MOTOBOMBAS CENTRÍFUGAS MONOESTÁGIO



SH



SCX1



SCX2

**Garantia de
18 meses**



SCM1



SCM2

MODELO	POTÊNCIA (cv)	SUÇÃO	REGALQUE	MONOFÁSICO	TRIFÁSICO	Ø DO ROTOR (mm)	ALTURA MANOMÉTRICA TOTAL (mca)																PRESSÃO MÁXIMA (mca)
							3	6	9	12	15	18	21	24	27	30	32	35	37	40			
							VAZÕES (m³/h) para altura de sucção zero																
DADOS TÉCNICOS																							
SH	1/4	3/4	3/4	X		92	5,8	4,7	3,4	1,6													15
SH	1/3	3/4	3/4	X		95	6,2	5,0	4,0	2,7	0,7												17
SH	1/2	3/4	3/4	X		105	6,6	5,8	5,0	4,0	2,7	1,2											21
SCX1	1/3	1	1	X	X	112	*	8,2	7,5	6,5	5,0	3,6	1,7										23
SCX1	1/2	1	1	X	X	118	*	*	10,1	9,1	8,2	6,6	4,8	2,4									26
SCX1	3/4	1	1	X	X	120	*	*	*	10,4	9,0	7,7	6,0	3,7	1,2								28
SCX1	1,0	1	1	X	X	120	*	*	*	*	10,8	9,2	7,5	5,6	3,2								30
SCX2	1,0	1.1/4	1	X	X	140	*	*	10,8	10,0	9,8	9,0	8,2	7,7	5,5	3,8	2,0						34
SCX2	1,5	1.1/4	1	X	X	140	*	*	17,0	15,4	14,0	12,1	10,5	8,9	6,8	4,5	2,4						34
SCX2	2,0	1.1/4	1	X	X	145	*	*	*	19,2	17,5	16,4	14,2	12,4	10,8	8,7	6,8	4,2	1,5				39
SCX2	3,0	1.1/4	1	X	X	148	*	*	*	*	20,2	19,0	16,8	15,0	12,7	10,4	8,8	6,0	3,4	1,5			41

Observações Técnicas

- Motores IP-21 - 3.450 RPM - 60 Hz
- Tensões 110/127 - 220volts (monofásicos) e 220/380 volts (trifásicos).
- Modelos SCM1 e SCM2: Opção de fornecimento com mancal de rolamento.
- Rotores em Alumínio - Vedação por Selo Mecânico - Altura Máxima de Sucção = 8MCA, ao Nível do Mar.
- Os Modelos SC1 e SC2 possuem flange intermediário entre bomba e motor e apresentam a mesma curva hidráulica dos modelos SCX.
- Modelos SH: somente motores monofásicos NEMA 48 sem capacitor.
- Não usar as motobombas nas alturas cujas vazões

estejam marcadas com asteriscos, a fim de evitar sobre carga e queima do motor.

Aplicações dos Produtos

- Bombeamento de águas limpas isentas de sólidos em suspensão, para:
- Abastecimento de residências, edifícios, indústrias, agricultura.
- Lavações e pequenas irrigações de lavadoras e jardins.
- Poços semi-artesianos (ponteiras) em beiras de praias, rios e lagos.
- Pressurização de caixas d'água, redes de abastecimento com baixa pressão, máquinas industriais e outras.

APÊNDICE – Roteiro para extrair informações do *Ansys CFX – Post Function Calculator*

Para obter Área:

- Function: área
- Location: Inlet

Para obter Pressão de Entrada:

- Function: areaAve
- Location: Inlet
- Variable: Pressure
- Direction: None

Para obter Pressão de Saída:

- Function: areaAve
- Location: Outlet
- Variable: Pressure
- Direction: None

Para obter Fluxo Mássico:

- Function: massflowAve
- Location: Inlet
- Variable: Water Liquid.Mass Flow
- Direction: None

Para obter Velocidade de Entrada:

- Function: areaAve
- Location: Inlet
- Variable: Water Liquid.Velocity w
- Direction: None

Para obter Densidade:

- Function: massflowAve
- Location: Inlet
- Variable: Density
- Direction: None

Para obter Torque:

- Function: torque
- Location: Moving
- Axis: Global Z